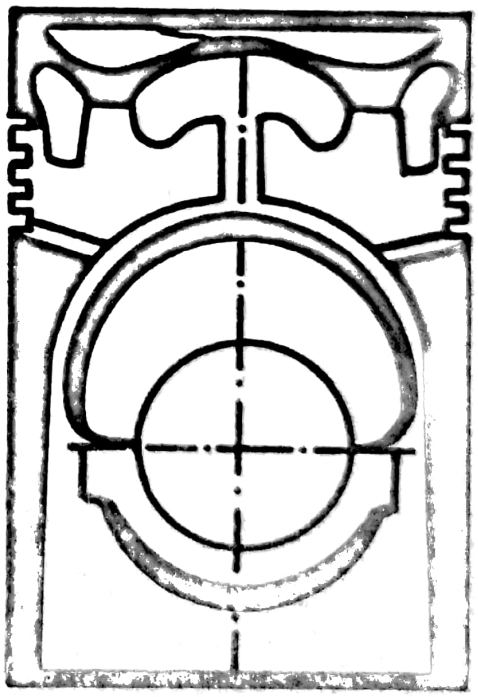
LEXICON DE TERMO-DINAMICĂ SI MASINI TERMICE

Vol. III



Editura Tehnică

Scanned with OKEN Scanner

Colectiv de autori:

Ing. **NICOLAE BORIARU**; Ing. **TEODOR BRUSALIS**;
Ing. **ALEXANDRU CHISACOF**; Ing. **SORIN DIMITRIU**;
Dr. ing. **ION GANEA**; Dr. ing. **MARIN GHERGU**;
Dr. ing. **HENRY HOLBAN**; Conf. dr. ing. **AURELIU LECA**;
Dr. chim. **MINODORA LECA**; Ing. **DAN LIPȘA**; Ing. **DOINA LIPȘA**;
Conf. dr. ing. **MIRCEA MARINESCU**; Ing. **CARMEN PAPADOPOL**;
Conf. dr. ing. **STOIAN PETRESCU**; Dr. chim. **VALERIA PETRESCU**;
Ing. **PETRE RĂDUCANU**; Dr. ing. **DRAGOȘ SFINȚEANU**;
Conf. ing. **DAN ȘTEFĂNESCU**; Dr. ing. **STANCA TRIFAN**;
Dr. ing. **TITI TURCOIU**.

Scanned with OKEN Scanner

LEXICON

DE TERMODINAMICĂ ŞI MAŞINI TERMICE

Vol. III O–R

Coordonatori:
DAN ŞTEFĂNESCU, DRAGOŞ SFINŢEANU,
MIRCEA MARINESCU, IOAN GANEA, STOIAN PETRESCU

Scanned with OKEN Scanner

7
2014

Redactor: ing. **RODICA DINU**
Tehnoredactor: **V. E. UNGUREANU**
Coperta și supracoperta: **CONSTANTIN GULUȚĂ**

Bun de tipar: 25.01.1991. Coli tipar: 14,75.
C.Z.: 621.036+62–84(03)

ISBN 973-31-0221-0

Tiparul executat sub comanda nr. 29/1990 la
Întreprinderea Poligrafică „Crișana",
str. Mareșal Ion Antonescu 105.
România

Scanned with OKEN Scanner

O

OALĂ DE CONDENSAT. Dispozitiv pentru evacuarea numai a condensatului din recipiente sau conducte, care conţin un amestec bifazic (lichid şi vapori). După principiul de funcţionare al acestor dispozitive, denumite şi armături, se deosebesc **o. de c.** cu plutitor sau cu evacuarea intermitentă a lichidului şi **o. de c.** cu evacuare continuă a lichidului.

a) O. de c. cu plutitor (cu funcţionare intermitentă) asigură evacuarea condensatului cu ajutorul unui plutitor care deschide ventilul de evacuare a lui şi, respectiv, îl închide cînd nivelul condensatului scade sub o anumită valoare, închizînd circulaţia mediului bifazic.

În figura O.1 se prezintă schematic două tipuri de **o. de c.** cu plutitor. La tipul (a) plutitorul *2* este reprezentat de un corp închis, de care este legat ventilul *3*. Acumularea condensatului în corpul 1 al oalei duce la ridicarea nivelului condensatului şi totodată a plutitorului *2*, care deschide ventilul de evacuare *3*; acesta rămîne deschis cît nivelul condensatului ţine deschis ventilul, timp în care are loc scurgerea condensatului, după care închide orificiul de evacuare *3* prin coborîrea nivelului condensatului. La **o. de c.** tipul (*b*) din figura O.1, *b*, plutitorul *2* este realizat sub forma unui vas deschis la partea superioară, de care este legat ventilul *3*. Acest ventil se deschide cînd corpul oalei şi vasul plutitor sînt pline cu condensat. Dacă în oală intră vapori, aceştia evacuează condensatul, nivelul lui din vasul plutitor scade şi, ca urmare, are loc închiderea ventilului *3*. Acest tip de **o. de c.** se foloseşte în special pentru conductele de vapori saturaţi. Ambele tipuri de **o. de c.** se construiesc pentru presuni maxime de 10 bar, iar debitul maxim de lichid evacuat poate fi de 120 t/h la tipul (*a*) şi 14 t/h la cel de tipul (*b*). Ventilul de aerisire *4* poate fi comandat de un termostat sau presostat care comandă deschiderea la întreruperea funcţionării şi începerea funcţionării instalaţiei (apariţia vaporilor).

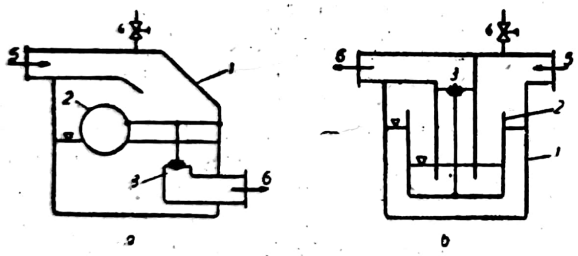


Fig. O.1. Oale de condensat cu plutitor:
a — cu plutitor închis; *b* — cu vas plutitor deschis; *1* — corpul oalei de condensat; *2* — plutitor; *3* — ventil de închidere-deschidere; *4* — ventil de aerisire; *5* — intrarea amestecului vapori-condensat; *6* — ieşirea condensatului.

O. de c. termice (cu funcţionare intermitentă) asigură evacuarea intermitentă a condensatului cu ajutorul unor ventile a căror acţionare este influenţată de diferenţa de temperatură ce apare între temperatura condensatului care se răceşte în armătură şi aceea a amestecului bifazic ce circulă prin ea.

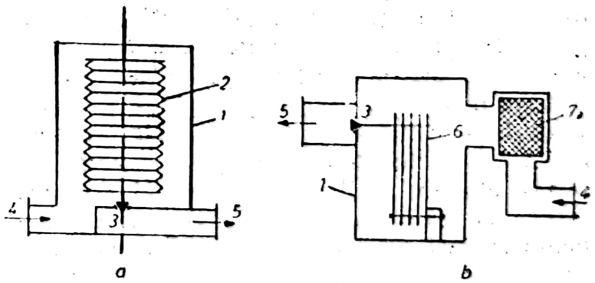


Fig. O.2. Oale de condensat termice:
a — cu burduf; *b* — cu bimetal; *1* — corpul oalei; *2* — burduf metalic umplut cu lichid; *3* — ventil de închidere-deschidere; *4* — intrarea amestecului vapori-condensat; *5* — ieşirea condensatului; *6* — pachet bimetal; *7* — sită pentru reţinerea impurităţilor.

În figura O.2 sînt indicate schematic două asemenea **o. de c.** Oala reprezentată în fig. O.2, *a* conţine un burduf metalic *2* umplut cu un lichid care se vaporizează uşor. Cînd burduful se contractă (la condensarea lichidului din el),

deci în cazul cînd a apărut condens mai rece, deschide ventilul *3*; atunci cînd în o. de c. intră amestec bifazic cu temperatura ridicată, lichidul din burduf se vaporizează, el se dilată şi închide ventilul *3*, oprind circulaţia mediului bifazic. La o. de c. cu bimetal, reprezentată în figura O.2, *b*, la temperatură ridicată la intrarea amestecului bifazic, pachetul bimetal se deplasează în sensul închiderii ventilului *3*. Acest ventil se deschide la scăderea temperaturii (o dată cu apariţia condensatului şi răcirea lui în o. de c.). O. de c. cu bimetal se poate folosi la presiuni de maximum 40 bar, iar o. de c. cu burduf metalic, pînă la 7 bar.

b) **O. de c. cu funcţionare continuă** (cu laminare). Funcţionarea acestor armături se bazează pe apariţia unei diferenţe de presiune între amonte şi aval la o laminare a amestecului bifazic. În figura O.3 este prezentată

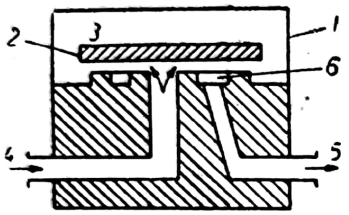


Fig. O.3. Oală de condensat termodinamică:
1 — corpul oalei; *2* — placă ventil; *3* — spaţiu funcţional; *4* — intrarea amestecului vapori-condensat; *5* — ieşirea condensatului; *6* — cameră inelară.

o o. de c. cu laminare. Cînd prin conducta *4* este vehiculat condensat, el ridică placa ventil *2* şi iese prin orificiul *5*, deoarece, ca urmare a laminării vaporilor, presiunea în camera *3* este mai mică. Cînd prin conducta *4* este vehiculat amestec bifazic, el pătrunde în spaţiul *3*, presiunea se egalizează între cea de pe conducta *4* şi spaţiul *3* astfel, încît placa prin greutatea proprie se lasă în jos şi închide atît galeria *5*, cît şi conducta de acces *4*. Placa rămîne în poziţia închis, pînă cînd aburul din spaţiul *3* condensează, după care urmează ridicarea plăcii; aburul expulzează acest condensat şi placa revine în poziţie închis. Aceasta înseamnă că funcţionarea oalei este dependentă şi de temperatura exterioară, care poate accelera condensarea aburului din spaţiul *3*. Din acest motiv, oala trebuie izolată termic pentru a reduce frecvenţa deschiderilor plăcii *2*. Oalele de acest tip se montează, de regulă, în poziţie perfect orizontală. Mişcarea cvasipermanentă a plăcii *2* produce zgomot, care poate deveni supărător. Aceste oale se folosesc pentru presiuni maxime de 10 bar.

Un alt tip de o. de c. cu evacuare continuă este prezentată în figurile O.4 şi O.5. La aceste armături funcţionarea se bazează pe faptul, că debitul de condensat evacuat din ea prin ajutaje sau prin spaţii înguste este egal cu debitul de mediu bifazic. În figura O.4 este prezentată schematic o astfel de oală cu un ajutaj, iar în figura O.5 una cu mai multe ajutaje. La acest

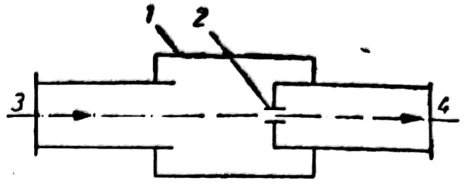


Fig. O.4. Oală de condensaf cu evacuare continuă:
1 — corpul oalei; *2* — duză; *3* — intrarea amestecului vapori-condensat; *4* — ieşirea condensatului.

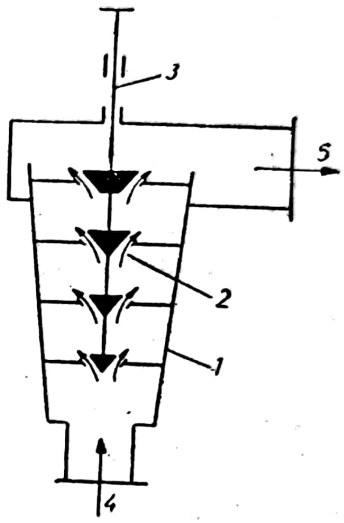


Fig. O.5. Oală de condensat cu evacuare continuă:
1 — corpul oalei; *2* — ventil în trepte; *3* — dispozitiv de reglare manuală; *4* — intrarea amesecului vapori-condensat; *5* — ieşirea condensatului.

al doilea tip de oală, condensatul, curgînd prin mai multe trepte de laminare, ajunge în final la o temperatură apropiată de temperatura de saturaţie şi, ca urmare, se revaporizează şi exercită o acţiune de frînare a curgerii condensatului. Debitul de condensat poate fi reglat prin mărirea secţiunilor de trecere ale treptelor de laminare cu ajutorul unei roţi de mînă.

Elemente de calcul, dimensiuni. Pentru alegerea o. de c. cu plutitor se poate folosi relaţia:

$$G_h = 16 d^2 \sqrt{p_1 - p_2} \qquad [kg/h],$$

în care G_h este debitul de condensat [kg/h]; d — diametrul secţiunii de trecere a ventilului o. de c. [mm]; p_1, p_2 — presiunea înainte, respectiv, după o. de c. [bar abs]. Presiunea p_1 înaintea o. de c. este admisă egală cu presiunea aburului în conductă sau la consumator. Presiunea p_2 după o. de c. se poate stabili cu ajutorul relaţiei

$$p_2 = a(p_1 - 1) + 1 \text{ [bar abs.]},$$

unde $a=0{,}5\cdots0{,}7$ este un coeficient care ține seama de pierderile de presiune în o. de c. Relația de mai sus permite determinarea diametrului ventilului, respectiv alegerea o. de c. pentru un debit de condensat G_h care trebuie evacuat prin o. de c.

În figura O.6 se arată schița unei o. de c. termodinamice (tip OCT-2) fabricată în Româ-

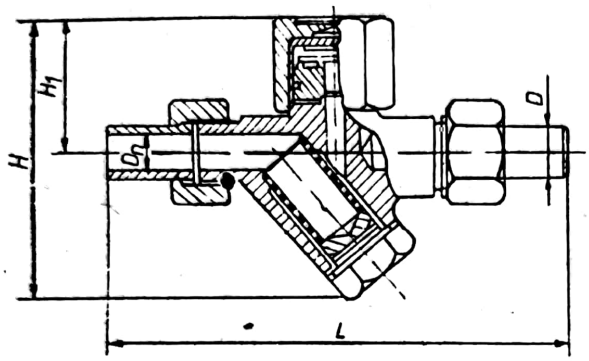


Fig. O.6. Schița unei oale de condensat termodinamice (dimensiunile în tabelul O.1).

nia, iar în tabelul O.1 se dau seria de diametre nominale și dimensiunile principale. Principalele caracteristici tehnice și constructive ale acestei armături sînt următoarele: domeniul presiunii de lucru 0,5—32 bar; temperatura maximă de lucru 240°C; fluidul de lucru: abur și condensat; materialul din care se execută scaunul, ventilul și capacul interior este oțel inoxidabil tratabil; corpul se execută din OLC 15 forjat; scaunul este detașabil, permițînd recondiționări rapide, fără dispozitive speciale. Alegerea unei anumite o. de c. termodinamice se face cu ajutorul diagramei din figura O.7, care prezintă dependența debitului maxim de condensat G_g care poate trece prin armătură în funcție de căderea de presiune $\Delta p=p_1-p_2$ în o. de c.

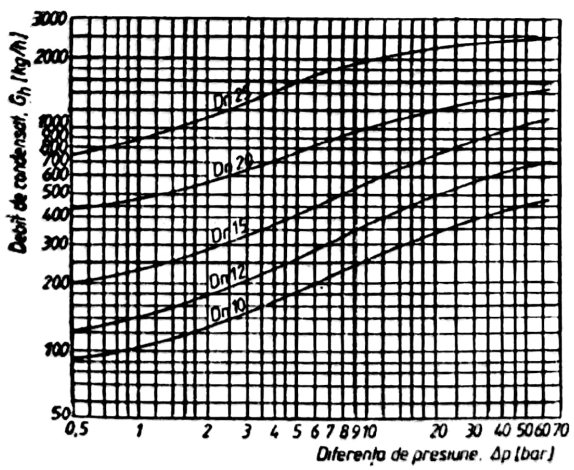


Fig. O.7. Diagrama debit maxim-diferență de presiune pentru oalele de condensat termodinamice din fig. O.6. și tabelul O.1.

OCTAN. Hidrocarbură saturată din seria parafinelor, cu formula C_8H_{18} sau $H_3C-(CH)_6-CH_3$, avînd mai multe forme izomere. O. normal este un lichid incolor cu temperatura punctului de fierbere la 125,7°C și cu densitatea la temperatura de 20°C de 0,703 kg/m³. Izooctanul este un izomer al o., avînd temperatura punctului de fierbere la 99,3°C. Fiind foarte rezistent la detonație, are convențional cifra octanică 100. Împreună cu heptanul, este substanța de referință în determinarea cifrei octanice a unei benzine. Se folosește ca adaos la benzinele de aviație, pentru mărirea cifrei lor octanice.

Tabelul O.1

Oale de condensat termodinamice fabricate în România

Dn [mm]	*L* [mm]	*H* [mm]	*H*₁ [mm]	*D* [mm]
10	145	87	48	15
12	145	90	52	17
15	178	107	53	21
20	220	125	62	26
25	250	140	70	31

OCTANICĂ (Cifră). Parametru de caracterizare a calității de ardere a benzinelor, indicînd puterea antidetonantă a lor, a cărui valoare este egală cu conținutul procentual în volume de izooctan, din amestecul format de izooctan și heptan normal, care detonează la fel ca benzina cercetată, în aceleași condiții de încercare. Încercarea se face pe un motor standardizat. Cu cît c.o. este mai înaltă, cu atît combustibilul este mai puțin susceptibil la detonație și uzează mai puțin motorul. Se notează cu C.O. sau N.O. (număr octanic) [v. Benzină; Detonație; CFR (Motor)].

OGLINDA CILINDRULUI. Suprafața interioară (radială) a cilindrului motoarelor cu ardere internă pe care alunecă pistonul și segmenții în deplasarea de la punctul mort exterior la punctul mort interior (v. Cilindru).

ONCTUOZITATE. Proprietate a unui lubrifiant de a forma și de a menține un film continuu sau un film a cărui continuitate se reface între două suprafețe ce alunecă sub presiune una pe alta. Lubrifianții cu o. asigură ungere cu coeficient mic de frecare chiar în cazul frecării semifluide. O. este determinată de aderența lubrifiantului pe suprafața de ungere și de tensiunea sa superficială. Suprafețele metalice adsorb orientat moleculele de lubrifiant, cu partea polară spre metal, dacă lubrifiantul are grupări polare, respectiv, dacă o. lubrifiantului are o valoare satisfăcătoare.

Pentru lubrifianții care nu au grupări polare, O. se mărește prin adăugarea de cantități foarte mici de substanțe cu structură amfifilă (constituite dintr-o parte nepolară — hidrofobă sau liofilă și una polară — hidrofilă sau liofobă). Mecanismul prin care acestea măresc o. este următorul: se adsorb pe metal cu partea polară și interacționează cu moleculele lubrifiantului prin partea nepolară, interacțiune ce se propagă pe o grosime de cîteva sute de molecule, asigurînd astfel filmul necesar micșorării frecării. Pentru a mări O. se folosesc compuși organici și organometalici amfifili, ca: acizi grași (oleic și stearic), fosfați și fosfiți organici, derivați clorurați. În cazul acizilor grași, se formează la suprafața metalului un strat de săpun care, în unele cazuri, poate fi chiar monomolecular. În același scop se adaugă și substanțe anorganice, ca: sulfură de plumb, clorură de plumb, grafit, sulfuri de fier, care reduc coeficientul de frecare prin clivare.

Afinitatea lubrifianților pentru diferite metale nu este identică și, de aceea, unele metale nu pot fi folosite ca materiale antifricțiune. În ultima categorie intră nichelul și cromul, pe cînd plumbul, staniul, cuprul și aliajele lor se încadrează în prima clasă.

O. se apreciază prin presiunea maximă pe suprafețele de ungere pe care o poate suporta filmul continuu de lubrifiant sau prin coeficientul de frecare dintre cele două suprafețe între care se găsește lubrifiantul.

O. constituie o caracteristică de bază a lubrifianților. Prezintă importanță la pornirea mașinilor, la mersul în gol (cînd viteza relativă între suprafețele de frecare este mai mică decît cea necesară pentru formarea filmului de lubrifiant pentru frecarea fluidă), la mișcările alternante (în cursul cărora viteza trece prin valoarea zero), la șocuri cu solicitări mari și de scurtă durată în cazurile în care viscozitatea lubrifiantului este prea mică pentru a asigura continuitatea filmului în condițiile ungerii hidrodinamice sau pentru debite insuficiente de lubrifiant).

ORSAT. v. Analizor de gaze

OSMOZĂ. Fenomen ce apare într-un sistem alcătuit din două soluții de concentrații diferite cu solvent comun, soluțiile fiind separate printr-o membrană semipermeabilă. O membrană semipermeabilă lasă să treacă prin ea numai moleculele de solvent, nu și pe cele ale substanței dizolvate.

O. constă în trecerea solventului prin membrana semipermeabilă de la soluția mai diluată către cea mai concentrată. În urma o. se stabilește o diferență de nivel între cele două soluții; această diferență corespunde așa-zisei presiuni osmotice π (Fig. O.8).

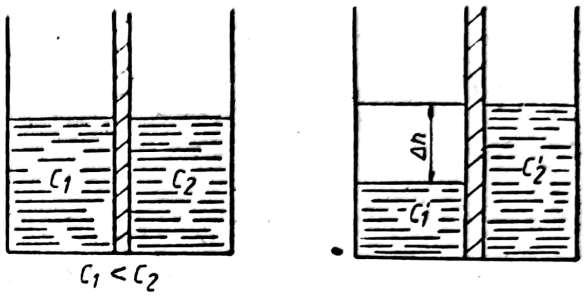


Fig. O.8. Mecanismul osmozei.

Presupunînd că inițial $C_1 < C_2$, după trecerea solventului de la soluția C_1 la soluția C_2, noile concentrații vor fi C_1' și C_2'; concentrația cea mare scade, deci $C_2' < C_2$, iar concentrația cea mică crește, $C_1' > C_1$.

Presiunea osmotică este o mărime ce măsoară cantitativ acest fenomen. Presiunea osmotică este echilibrată de presiunea hidrostatică corespunzătoare diferenței de nivel Δh:

$$\pi = \rho g \Delta h,$$

unde ρ este densitatea soluției, iar g — accelerația gravitațională.

Legea o. stabilită de către Van't Hoff: valabilă pentru soluții diluate, dă dependența presiunii osmotice de concentrația soluției c:

$$\pi = RTc,$$

unde c este molaritatea soluției.

Între ecuația de stare a gazelor perfecte $\left(pv = nRT \Rightarrow p = RTc, \text{ întrucît } c = \frac{n}{v}\right)$ și ecuația de mai sus există o analogie formală, presiunea osmotică fiind egală cu presiunea pe care ar avea-o substanța dizolvată, dacă s-ar găsi în stare de gaz perfect la volumul și temperatura soluției.

Măsurările de presiune osmotică pot fi utilizate pentru calculul masei moleculare a substanței dizolvate.

Pentru o soluție binară, concentrația soluției $c = \frac{n_2}{v}$ $\left(\text{unde } v = \frac{V}{m} = \text{volumul soluției},\right.$

iar $n_2 = \frac{m_2}{M_2}$; indicele 2 se referă la substanța dizolvată) se obține:

$$c = \frac{m_2 \rho}{M_2 m}.$$

Rezultă:

$$M_2 = \frac{m_2 \rho}{\pi m} RT,$$

Și:

$$M_2 = \frac{m_2}{m} \cdot \frac{RT}{g \Delta h}.$$

Metoda de calcul prezentată mai sus se aplică în special la determinarea maselor moleculare ale substanțelor macromoleculare, unde celelalte metode nu dau rezultate bune. Pentru astfel de substanțe se găsesc mult mai ușor membrane semipermeabile decît pentru moleculele mici ale substanțelor obișnuite; în cazul acestora din urmă, dimensiunile fiind apropiate de dimensiunile moleculare ale solventului, este foarte greu de găsit membrane prin ai căror pori să nu treacă decît moleculele solventului.

OTTO, Nikolaus. Inginer german (1832—1891). A introdus ciclul în patru timpi al motorului cu ardere internă, ciclu care îi poartă numele.

OTTO (Motor). v. Motor cu aprindere prin scînteie

OXIDARE. Inițial, era definită ca o combinare moleculară a oricărui corp simplu sau compus cu oxigenul. În realitate, termenul de o. este mult mai larg, el reprezentînd orice modificare chimică a unei substanțe care este însoțită de cedare de electroni. Substanța care pierde electroni se oxidează, iar cea care primește electroni se reduce. Prin o. unei substanțe, numărul sarcinilor pozitive ale ei creșe, iar cel al sarcinilor negative scad. O. este însoțită totdeauna de reducere și fenomenul care are loc reprezintă, în acest caz, o oxidoreducere.

OXIGEN. Element cu numărul atomic 8, masa atomică 16 și masa moleculară 32. Face parte din grupa a VI-a a sistemului periodic. Prezintă trei izotopi stabili cu numerele de masă 16 (99,76%), 17 (0,04%) și 18 (0,2%) și trei izotopi artificiali radioactivi.

O. este un gaz diatomic, incolor, inodor și insipid, se lichefiază la —183°C într-un lichid albastru și se solidifică la —218,9°C. Densitatea lui față de aer este 1,10535. Este solubil în argint topit și puțin solubil în apă. Se găsește în stare liberă în atmosferă în proporție de 20,95% în volum și 23% în greutate. În stare combinată, se găsește în apă, roci, compuși organici și anorganici, țesuturi animale și vegetale.

O. se obține prin distilarea fracționată a aerului sau prin electroliza apei.

O. se utilizează: în industria siderurgică pentru a ridica temperatura de ardere din furnal (ridicînd astfel randamentul lui); cu hidrogen sau acetilenă, drept combustibili pentru obținerea de flăcări foarte calde, pentru tăierea și sudarea metalelor, inclusiv a platinei; în medicină la aparatele de respirație cu rezervă de oxigen, la aparatele de reanimare, narcoză și respirație artificială; în combustie pentru a ridica temperatura flăcării; ca un constituent al explozibililor (prin adsorbția oxigenului lichid pe cărbune sau substanțe asemănătoare); la producerea amestecurilor gazoase de oxid de carbon și hidrogen prin combustia parțială a gazelor naturale sau a cărbunelui (gaz de apă); la obținerea amoniacului, alcoolului metilic etc.; la decarburarea fontei; la motoarele reactive, inclusiv cele folosite la navele spațiale.

Scanned with OKEN Scanner

P

PALETĂ. Organ activ al unei mașini, de forma unei aripi cu fețe curbe, montate pe un disc, formînd între ele canalul în care are loc transformarea energiei cinetice a gazului (sau vaporilor) în lucru mecanic. **P.** are un intrados și un extrados (Fig. P.1), profilul transversal

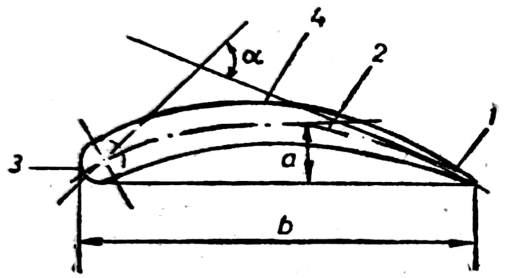


Fig. P.1. Profil de palete:
1 — muchie de ieșire; *2* — axa profilului; *3* — muchie de intrare; *4* — extradosul profilului; *a* — înălțimea coardei profilului paletei; *b* — coarda profilului paletei; α — unghiul de deviere a curentului de fluid.

fiind limitat de două muchii. Prinderea **p.** de disc se face prin piciorul ei.

Profilul **p.** reprezintă conturul secțiunii transversale față de axa longitudinală. Muchia **p.** este definită de fiecare dintre liniile care

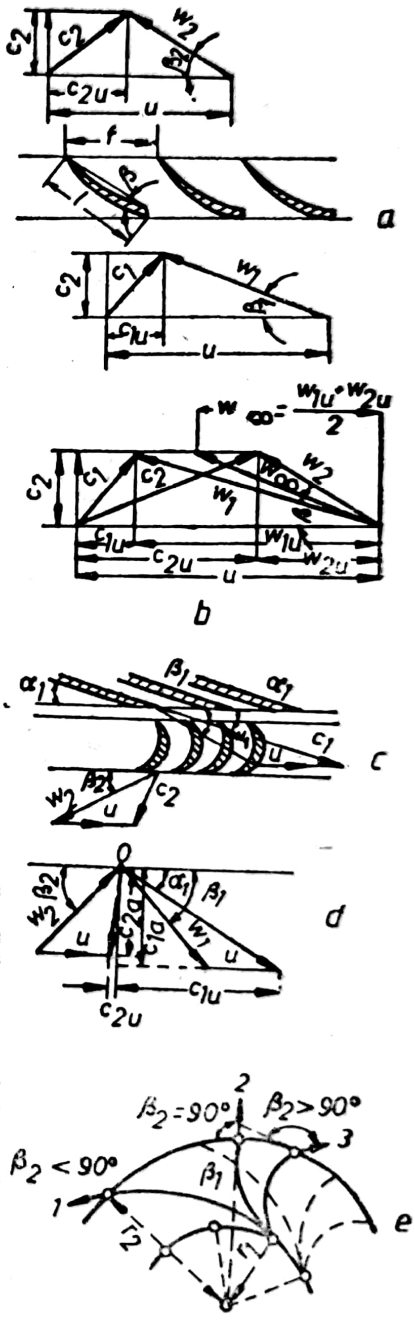


Fig. P.2. Tipuri de palete:
a — profilul paletelor și triunghiurilor de viteze desfășurate într-o secțiune plană; *b* — triunghiurile de viteze la intrarea și ieșirea din rotor; *c* — forma paletelor și triunghiurile de viteze la turbinele cu acțiune; *d* — triunghiurile de viteze la intrarea și ieșirea din palete; *u* — viteza periferică; c_1 și c_2 — vitezele absolute de intrare și ieșire a fluidului; c_{1a}, c_{1u}, c_{2a} și c_{2u} — componentele vitezelor absolute; w_1 și w_2 — vitezele relative de intrare și ieșire a fluidului; w_∞ — viteza relativă a fluidului corespunzătoare intrării radiale în rotor; w_{1u} și w_{2u} — componentele vitezelor relative; r_1 — raza cercului exterior; r_2 — raza cercului interior; α_1 — unghiul dintre vitezele *u* și c_1; β — unghiul paletei; β_1 și β_2 — unghiurile de intrare și ieșire a paletelor; *e* — paletă de rotor centrifug; β_1 — unghiul de intrare al paletei; β_2 — unghiul de ieșire al paletei; r_1 — raza interioară a rotorului; r_2 — raza exterioară a rotorului; *1* — paletă curbată înapoi; *2* — paletă cu ieșire radială; *3* — paletă curbată înainte.

mărginesc profilul. După sensul de circulație a fluidului în canalul dintre p., se deosebesc muchia de intrare și muchia de ieșire, care sînt meridianele suprafețelor de intrare, respectiv de ieșire (Fig. P.1, P.2, *a*, *b*).

P. se fixează în coroana discului prin intermediul piciorului. Forma lui depinde de tipul asamblării; poate fi în coadă de rîndunică, în con de brad etc. (Fig. P.3). Pasul *t* al p. este

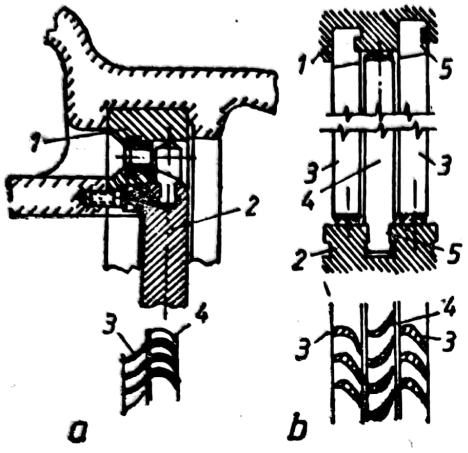


Fig. P.3. Exemple de palete de turbine cu acțiune și reacțiune:
a — paletă de turbină cu acțiune, unietajată; *1* — coroana statorului; *2* — discul rotorului; *3* — paleta statorică; *4* — paleta rotorică; *b* — paletă de turbină cu reacțiune; *1* — carcasa statorului; *2* — rotor; *3* — paletă statorică; *4* — paletă rotorică; *5* — piciorul paletei.

reprezentat de distanța dintre două p. vecine, măsurînd diametrul mediu. Mărimea pasului este funcție de parametrii dinamici și cantitativi ai gazului ce curge prin canalul format de două palete vecine și de raza de curbură a feței concave a p. Pasul *t* se poate calcula cu relația $t=r/2 \cdot \sin \beta$, în care *r* este raza de curbură a intrădosului, iar β — semisuma unghiurilor de intrare β_1 și de ieșire β_2 ale p. Unghiurile β_1 și β_2 sînt funcție de viteza de curgere a gazului prin canal și viteza periferică a discului pe care sînt montate (Fig. P.2 *c*, *d*). P. lungi sînt răsucite în spațiu pentru a rezista la solicitările mecanice mari la care ele sînt supuse (Fig. P.2 *e*).

La mașinile turbocompresoare se deosebesc: p. de rotor, mobile și p. de stator fixe. În canalul format de paletele de rotor ale unui turbocompresor axial, energia mecanică consumată de rotor se transformă în energie cinetică a fluidului. În canalul format de p. statorului are loc transformarea energiei cinetice a fluidului în energie potențială (difuzor).

PALIER (Sin.: **Fus palier**). Element component al arborelui cotit al motoarelor cu ardere internă, care servește la rezemarea arborelui cotit pe lagărele din carterul motorului (v. Arbore cotit).

PANOU RADIANT. Panou confecționat din registre sau serpentine din țeavă, conductori electrici, plăci metalice, plăci ceramice sau prefabricate din beton încălzit de un agent termic sau de o rezistență electrică. El servește la încălzirea unei încăperi și cedează cea mai mare parte din căldură, prin radiație.

P.r. se pot monta fie continuu, fie cu spații între ele, fie în formă de șah, încorporate în elementele construcției (pardoseli, pereți, tavane) sau independente de acestea. Agentul termic al **p.r.** este apa caldă, apa fierbinte, aburul, aerul cald, electricitatea sau căldura produsă prin arderea catalitică a gazelor.

Principalele soluții constructive de **p.r.** sînt de perete, plate, cu aripi, din beton, cu gaze, electrice.

P.r. de perete este format din elemente de încălzire plate, turnate din fontă, peste care se montează o placă de oțel.

P.r. plat este format din plăci ambutisate, care prin suprapunere alcătuiesc elemente de încălzire, similare cu țevile registrelor și serpentinelor (Fig. P.4).

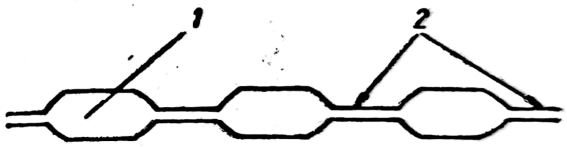


Fig. P.4. Panou radiant plat:
1 — canal de circulație a agentului termic;
2 — zonă de etanșare.

P.r. cu aripi este format din registre la care țevile verticale au aripi sudate sau serpentine din țeavă pe care sînt fixate rondele sau spirale din tablă, pentru mărirea suprafeței de încălzire (Fig. P.5).

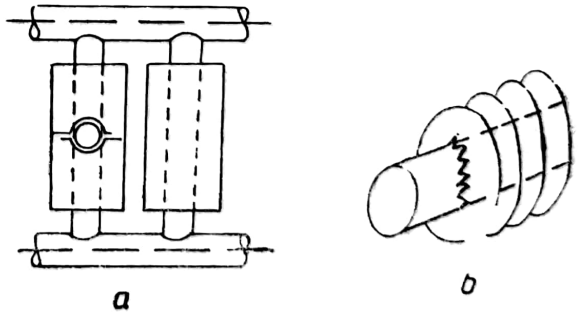


Fig. P.5. Panou radiant cu aripioare:
a — registru cu aripioare sudate; *b* — țeavă cu aripioare din tablă de oțel (0,3—0,7 mm grosime).

P.r. din beton este format dintr-o placă din beton care are în interior o serpentină executată din țeavă de oțel (Fig. P.6).

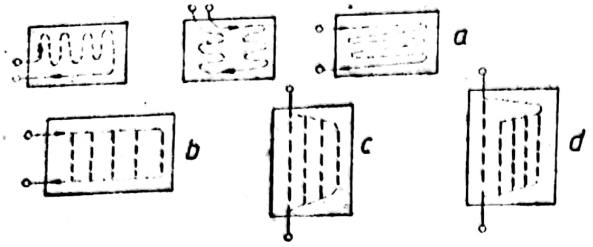


Fig. P.6. Panouri radiante din beton:
a — panouri orizontale, cu serpentină; *b* — panou orizontal cu registre; *c* — panou vertical cu registre; *d* — panou vertical cu registre, cu circulație în diagonală.

P.r. cu gaze are suprafețe radiante din metal sau ceramică ce sînt încălzite direct, prin arderea catalitică a gazelor, chiar în el. Căldura este emisă prin radiații infraroșii. Utilizarea acestuia este indicată în spații deschise sau în încăperi cu volume mari (hale).

P.r. electric este alcătuit din rezistențe electrice, fiind utilizat acolo, unde costul energiei este apropiat de cel al combustibilului și unde nu este admisă încălzirea cu apă caldă sau abur (ex.: stații electrice de transformare).

PARAFINĂ. Amestec de hidrocarburi parafinice solide cu aspect cristalin. Este un corp alb, translucid, ceros, fără gust și miros. Este solubilă în benzen, ligroină, alcool cald, cloroform, terebentină, sulfură de carbon și ulei de măsline și insolubilă în apă și acizi. Are greutatea specifică $\rho=0{,}880\cdots0{,}915$, temperatura de topire $t=42\cdots60°C$.

În România se fabrică trei tipuri de parafină: tip A — parafină transparentă, fără miros, cu temperatura de topire $t=52-54°C$; tip B — opacă I; fără miros, cu temperatura de topire $t=50-52°C$, cu un conținut în ulei de maximum 1,5%; tip C — opacă II; fără miros, cu temperatura de topire $t=50-52°C$, cu un conținut în ulei de maximum 3%. Parafina comercială se obține din păcură (ca produs principal), din uleiuri și motorine (ca produs secundar), din gudroanele de la semicarbonizarea cărbunelui brun (prin sinteză), dintr-un amestec de oxid de carbon și hidrogen denumit gaz de sinteză (prin procedeul Fischer-Tropsch). Obținerea p. din produsele petroliere se realizează prin două procedee: cristalizare sau extracție cu solvenți.

P. se utilizează la fabricarea cerurilor, luminărilor, cremei de ghete, la impregnarea chibriturilor, a hîrtiei și țesăturilor, ca material izolant în industria electrotehnică, în industria cosmetică în amestec cu grăsimi, la căptușirea vaselor de acid fluorhidric, în medicină, prin oxidare la obținerea acizilor grași, la extracția parfumurilor din flori, ca lubrifiant , în industria alimentară la conservarea ouălor, brînzeturilor etc.

PARAMETRI CRITICI. Parametri de stare ai vaporilor saturați în punctul critic [v. Critic (Punct); Presiune critică, în cazul transformării vaporilor] sau parametri unui fluid la regimul critic de curgere [v. Ajutaj; Presiune critică, în cazul curgerii fluidelor].

PARASCÎNTEI. Dispozitiv ce se montează la coșuri de fum și la conducte de eșapare a gazelor arse, pentru a împiedica ieșirea în atmosferă a particulelor de carbon incandescent (scîntei), care ar putea provoca incendii. Astfel de dispozitive constau din construcții de sîrmă, bare, table sau site prin care sînt obligate să treacă gazele de ardere, cu scopul de a fărămița eventualele corpuri aprinse și de a le răci suficient ca să nu prezinte pericol.

În prima instanță, p. s-au folosit la locomotivele cu abur, primele mașini cu foc aprins care au început să circule și ale căror scîntei, la început numeroase, periclitau recoltele și pădurile. Apoi, p. s-au extins, o dată cu răspîndirea căldărilor pentru mașinile cu abur, la locomobile, tractoare cu abur și, în final, la instalațiile stabile, la care, însă, coșurile mult mai înalte asigurau stingerea și răcirea corpurilor incandescente pe parcursul gazelor, de la ieșirea din coș pînă la pămînt.

La locomotivele cu coșul scurt, a fost necesar să se dezvolte construcții destul de complexe de p.. La primele locomotive, coșul s-a prevăzut cu o cutie *3* (Fig. P.7) unde gazele se

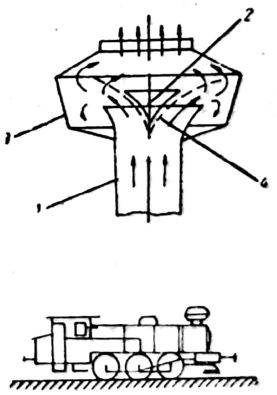


Fig. P.7. Parascîntei la primele locomotive:
1 — coș de fum; *2* — deflector; *3* — cutie; *4* — sită.

loveau de o sită și de un deflector, apoi de cutie și, după răcire și fărîmițare, ieșeau în atmosferă Un dispozitiv mai perfecționat a fost cel ce se monta în camera de fum, obligînd gazele accele-

rate de un efect de ejector a capului de emisie să treacă prin table găurite, cutii cu zăbrele sau cu jaluzele, ca să ajungă în final la coș (Fig. P.8).

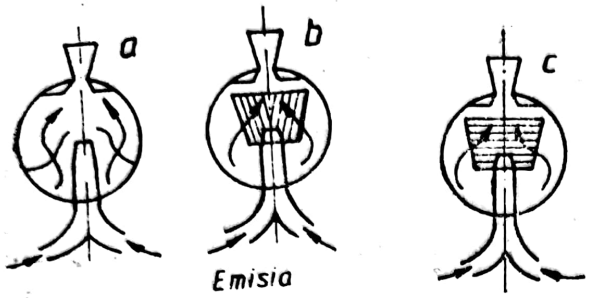


Fig. P.8. Parascîntei interior:
a — din tablă găurită; *b* — din bare subțiri; *c* — cu jaluzele.

La locomotivele care se foloseau pe cîmp la treierat se ardeau de obicei paie (locomobile), p. era montat pe un coș de tablă relativ înalt. El consta dintr-un deflector cu sau fără site, care împrăștia gazele într-o sferă, formată din una sau două site cu ochiuri de cca 5 mm. Astfel, gazele răcite în traiectul lor lung prin coș erau împrăștiate pe o suprafață mare de răcire a sitei și corpurile solide erau fărîmițate (Fig. P.9).

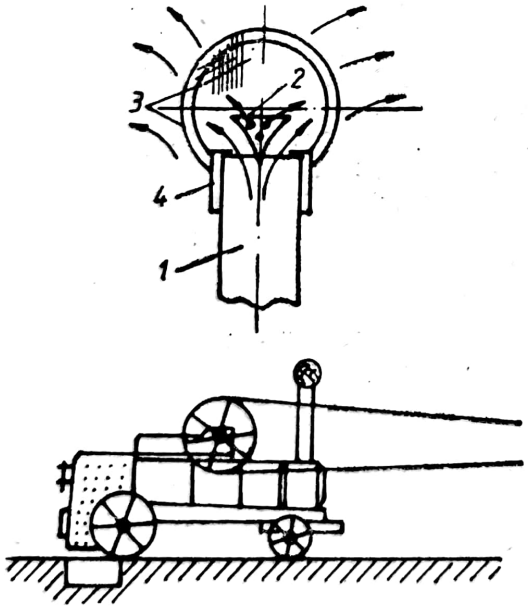


Fig. P.9. Parascîntei de locomobilă:
1 — coș lung; 2 — deflector cu găuri; 3 — site cu ochiuri de circa 5 mm; 4 — inel de fixare.

La locomotivele mai moderne de cale ferată, p. nu mai este vizibil. El este montat în interiorul camerei de fum, deasupra capului de emisie și constă dintr-o colivie cu zăbrele și plan de sîrmă prin care gazele sînt silite să treacă înainte de a fi ejectate în atmosferă.

O grijă cu totul deosebită cu privire la pericolul de aprindere trebuie avută la locomotivele de mină cu motor, care funcționează în mediu cu emanații de gaze explozibile, precum și la locomotivele diesel, care lucrează în combinate chimice sau în industria petrolieră. În aceste cazuri, și scînteile de la frînare sau tamponare pot provoca explozii. Protecția principală trebuie realizată la aerul de aspirație pentru retur de flacără la rateuri ale motorului și la evacuarea gazelor de eșapament. Protecția constă din pachete de lamele din cupru, distanțate între ele cu cîțiva milimetri, avînd suprafața destul de mare, prin care trece aerul de aspirație și dintr-o baie de apă prin care trec inițial gazele de evacuare; la ieșire gazele de evacuare trec printr-un pachet de lamele similar celui de la aspirație. Conducta de evacuare a motorului trebuie să aibă pereți dubli prin care să circule apa de răcire (Fig. P.10).

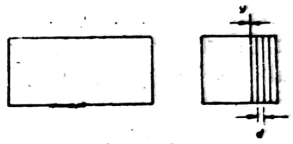


Fig. P.10. Pachet de lamele pentru răcirea gazelor de eșapament:
g — grosime tablă (cca. 1 mm); *d* — distanța între două lamele (cca. 2 mm).

PARSONS Charles. Inginer englez (1854—1931). În 1884 a inventat turbina cu abur, cu reacțiune, cu mai multe trepte.

PARTICIPAȚIE MASICĂ. Raportul, notat cu g_i, exprimat procentual sau sub formă de număr zecimal, între masa unui component M_i [kg] și masa amestecului M_{am} [kg] din care face parte:

$$g_i = \frac{M_i}{M_{am}}$$

Avînd în vedere că $\sum_i M_i = M_{am}$, rezultă că:

$$\sum_i g_i = 1.$$

PARTICIPAȚIE MOLARĂ. Raportul X_i, exprimat procentual sau zecimal, între numărul de moli (r_i) ai unui component și numărul de moli de amestec (n_{am}):

$$X_i = \frac{n_i}{n_{am}}$$

Întrucît $\sum n_i = n_{am}$, rezultă că $\sum X_i = 1$ (100 %).

Pentru amestecurile de gaze ideale participația molară a unui component este egală cu cea volumetrică:

$$X_i = r_i.$$

PARTICIPAȚIE VOLUMICĂ. Raportul, exprimat procentual sau sub formă de număr zecimal, între volumul parțial (V_i) al unui component și volumul total al amestecului de gaze din care face parte, ambele volume fiind considerate în aceleași condiții de presiune (p_{am}) și temperatură (t_{am}):

$$r_i = \frac{v_i}{v_{am}}$$

Conform legii lui Armagat, $v_{am} = \sum_i v_i$, astfel că $\sum r_i = 1$ (100 %).

Pentru amestecurile de gaze ideale, p.v. se poate exprima pe baza ecuației de stare și prin raportul dintre presiunea parțială a componentului (p_i) și presiunea amestecului:

$$r_i = \frac{p_i}{p_{am}}.$$

PASCAL. Unitate de măsură a presiunii în sistemul internațional de unități de măsură; reprezintă presiunea care, acționînd pe o suprafață plană de 1 m², corespunde unei forțe de 1 N. Astfel, 1 Pa = 1 N/m². Față de sistemul CGS 1 barie = 1 dyn/cm² = 10^{-1} Pa. Presiunea atmosferică normală este de 101 325 Pa.

PASCAL, Blaise. Fizician, matematician, filozof și scriitor francez (1623—1662). A studiat calculul infinitezimal, triunghiul aritmetic, calculul probabilităților, seriile matematice, coeficienții binomiali, a inventat o mașină de calculat, s-a ocupat de legile presiunii atmosferice și a echilibrului lichidelor, descoperind principiul fundamental al hidrostaticii, care îi poartă numele și care a stat la baza construirii presei hidraulice.

PASIVITATE (Sin.: **Pasivare**). Proces de formare a unor pelicule superficiale pe suprafața metalelor, peliculă care împiedică corodarea acestora.

Se disting: p. mecanică, p. chimică și p. electrochimică.

P. este mecanică dacă, prin scufundarea într-un mediu acid, se formează pe suprafața metalului un strat gros al unui compus chimic al lui, care oprește corodarea prin izolare mecanică. Un exemplu de p. mecanică este rezistența chimică a plumbului în acid sulfuric. Ea se datorește unui strat continuu (gros și vizibil) de sulfat de plumb format pe suprafața lui. Fierul introdus în acid azotic se pasivează chimic, deoarece se acoperă cu un strat protector fin și invizibil de oxid.

Metalele se pot pasiva și sub acțiunea curentului electric. În cazul unei electrolize, la o densitate de curent suficient de mare, anodul trece în stare pasivă. Această p. a metalelor a fost denumită p. anodică sau electrochimică. P. electrochimică este un fenomen de polarizare.

Mecanismul p. nu este încă complet elucidat. La p. anodică a fierului se presupune că are loc, la început, acoperirea suprafeței cu un strat de oxid poros, apoi cu unul compact. În figura P.11 este reprezentată curba de polarizare anodică a unui electrod de fier într-o soluție de H_2SO_4, în condiții staționare. La creșterea tensiunii are loc, la început, o dizolvare normală, pînă în punctul *A*. Apoi, creșterea în continuare a tensiunii (și deci a potențialului anodic) corespunde unui curent constant (*AB*), datorită acoperirii suprafeței fierului cu un strat superficial poros, izolator. La potențialul de 0,5 V apare un al doilea strat compact, care duce la scăderea bruscă a curentului (*BC*) și, deci, la încetarea procesului de dizolvare a fierului. Curentul nu scade pînă la zero, deoarece chiar stratul superficial compact este supus coroziunii, fenomen însoțit de trecerea unui curent (așa-numitul *curent rezidual*). La creșterea ulterioară a potențialului anodic, urmează o nouă creștere a curentului (*DE*), corespunzătoare degajării de oxigen pe anod, fără să mai aibe loc dizolvarea fierului. Fierul s-a pasivat.

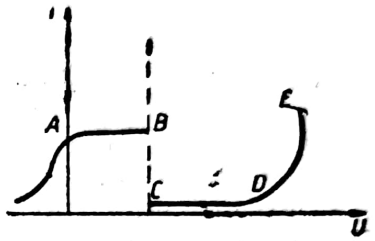


Fig. P.11. Curba curent-potențial în condiții staționare pe electrodul de fier în H_2SO_4.

Unele metale, cum sînt aluminiul, oțelul inoxidabil, cromul, se pasivează spontan sub acțiunea oxigenului atmosferic. Cele mai multe metale se pasivează în medii oxidante.

P. are o serie de aplicații în protecția metalelor împotriva coroziunii, ca și la construirea redresorilor electrochimici. În redresorii electrochimici, pelicula superficială izolatoare pasivează metalul cînd acesta funcționează ca anod, blocînd trecerea curentului; curentul poate să treacă numai cînd metalul funcționează drept catod.

PASUL CILINDRILOR (la motoarele cu ardere internă). Distanța dintre doi cilindri consecutivi ai motoarelor cu ardere internă,

Scanned with OKEN Scanner

care determină compactitatea motorului; de regulă, se notează cu L; **P.c.** depinde de prezența sau absența lagărului de sprijin dintre doi cilindri consecutivi, de lungimea fusului maneton, de tipul lagărului (cu alunecare sau cu rostogolire), de tipul cămășii de cilindru (uscată sau umedă) și de grosimea cămășii de apă.

P.c. poate fi evaluat, ținînd seama de diametrul cilindrului (Tabelul P.1).

Tabelul P.1

Pasul cilindrului (distanța dintre cilindri) la motoarele cu ardere internă (D — diametrul cilindrului)

Tipul motorului			L_D
Motoare cu aprindere prin comprimare (diesel)	Motoare în linie	Fără lagăr între cilindri	(1,20 . . . 1,24)D
		Cu lagăr între cilindri	(1,20 . . . 1,28)D
	Motoare în V cu bielele alăturate pe același maneton	Pentru palierul median	1,68D
		Pentru paliere intermediare	1,33D
Motoare cu aprindere prin scîntele	Motoare în linie cu cămăși de cilindru umede	Motoare de automobile	(1,23 . . . 1,32)D
		Motoare de tractoare	(1,40 . . . 1,55)D
		Motoare de automobile cu arbore cotit rezemat pe lagăre cu rulmenți	(1,28 . . . 1,30)D
	Motoare în V cu bielele alăturate pe același maneton		(1,47 . . . 1,55)D

PĂCURĂ. Fracțiune (reziduală) obținută prin distilarea primară a țițeiului sau prin distilarea distructivă a reziduurilor de distilare. După natura țițeiului, se deosebesc două categorii: **p.** parafinoasă și **p.** asfaltoasă de șase tipuri, care diferă între ele prin vîscozitate și prin temperatura de congelare. Notarea lor se face sub formă de fracție, care are la numărător vîscozitatea la 50°C (în grade Engler) și la numitor temperatura de congelare (în °C). Sînt standardizate următoarele tipuri de **p**: 15/10; 25/10; 25/20; 25/42; 30/25; 30/30. Punctul de inflamabilitate variază între 90 și 100°C. Conținutul de sulf admis este de maximum 1% și cel de cenușă, de maximum 0,3%. Puterea calorifică inferioară este de 39 770···39 360 kJ/kg (9 500···9 400 kcal/kg).

P. se utilizează drept combustibil, singură sau în amestec cu reziduuri de cracare sau motorine. Prin fracționare, se obțin din **p.** parafinoasă: motorină grea, uleiuri de diferite calități și asfalt (care prin prelucrare se poate transforma în bitum de calitate superioară). Din aceste produse se extrage parafina și vaselina. **P.** neparafinoasă (uleioasă) se întrebuințează la fabricarea uleiurilor obișnuite. Cea parafinoasă se folosește la obținerea uleiurilor pentru motoare și a uleiurilor pentru cilindri de mașini cu abur supraîncălzit. Prin cracare, se obțin benzine, motorine, cox și unele gaze de cracare bogate în olefine.

PELTIER (Efect). Descoperit de J. A. Peltier în anul 1834, efectul constă în dezvoltarea sau absorbția de căldură care se produce la joncțiunea a două solide conductoare sau semiconductoare, cînd aceasta este parcursă de un curent electric. Pentru joncțiunea a două corpuri 1 și 2 cantitatea de căldură schimbată, pozitivă sau negativă, după cum este absorbită sau cedată de joncțiune, (lipitură) este:

$$Q=\pi_{12}\cdot I$$

pentru sensul curentului 1→2 și, respectiv,

$$Q=\pi_{21}\cdot I.$$

pentru sensul curentului 2→1. În aceste relații, I este intensitatea curentului; π_{12}; π_{21} — coeficienții **P.**, notați cu π, care depind de cuplul de materiale și sînt practic independenți de intensitatea curentului. **E.P.** este reversibil, adică $\pi_{21}=-\pi_{12}$. Între coeficientul P și coeficientul Seebeck există relația $\pi_{12}=\alpha_{12}\cdot T$, în

care α_{12} este coeficientul Seebeck, iar T — temperatura absolută a joncțiunii. Prin analogie cu coeficentul Seebeck absolut α_{abs}, se definește coeficientul P absolut $\pi_{abs}=\alpha_{abs}\cdot T$, legătura între coeficientul relativ și cel absolut fiind

$$\pi_{12}=\pi_{abs1}-\pi_{abs2}.$$

Coeficientul *P.*, atît cel absolut, cît și cel relativ variază cu temperatura absolută, tinzînd către zero odată cu aceasta, conform teoremei lui Nernst. Consecința **E.P.** este că, într-un circuit închis din două conductoare diferite cu două joncțiuni parcurse de un curent, acestea fiind parcurse din sensuri contrarii, una dintre joncțiuni se va încălzi iar cealaltă se va răci, efectul fiind aplicat la construcția instalațiilor frigorifice termoelectrice. Valorile coeficienților *P.* sînt de ordinul $\approx 300\ \mu V$ la metale și ≈ 300 mV la semiconductoare, la temperatura mediului ambiant. Explicația **E.P.** este similară celorlalte efecte termoelectrice Seebeck și Thomson, bazate pe teoria electronică a metalelor și semiconductoarelor, referitoare la transferul de sarcină și energie în astfel de corpuri.

Legătura între coeficienții Seebeck, Thomson și **P.** face obiectul legilor lui Thomson [v. Seebeck (Efect), Thomson (Efect)].

PENETRAȚIA JETULUI (de combustibil lichid în motoare). Criteriu de apreciere a calității pulverizării combustibilului lichid în camera de ardere a unui motor diesel; reprezintă drumul străbătut de partea frontală a jetului de combustibil lichid într-un timp determinat (v. Jet de combustibil).

PENTAN. Hidrocarbură saturată lichidă aciclică. Are trei izomeri: pentanul normal, izopentanul și tetrametilmetanul.

Este un lichid incolor, foarte fluid, inflamabil, cu miros, cu temperatura de topire −129,7°C, temperatura de fierbere 36,8°C, densitatea la 20°C $\rho=0{,}6263$, indicele de refracție la 20°C de 1,3576, solubil în hidrocarburi, uleiuri și eter, foarte puțin solubil în alcool, insolubil în apă, cu temperatura de aprindere −45°F.

Se găsește în gazele de sondă și gazolina naturală, care conține 20···40% *n*-pentan și izopentan și în toate produsele petroliere. Se obține prin fracționarea gazolinei.

Se utilizează ca anestezic, la prepararea gheții, ca lichid termometric pentru aparate utilizate la măsurarea de temperaturi scăzute, ca solvent în procesele de extracție, în sinteza organică. Pentanul normal este întrebuințat la fabricarea clorurii de amil și a alcoolului amilic. Izopentanul se îngrebuințează la fabricarea benzinei de aviație, în amestec cu izooctan și benzine mai grele.

PERACIZI. Combinații peroxidice covalente, caracterizate prin prezența unei grupe O—O. Conțin doi acizi persulfurici (acidul monopersulfuric, H_2SO_5, numit acidul lui Caro și acidul dipersulfuric, $H_2S_2O_4$) și doi acizi perfosforici (acidul monoperfosforic $H_2O_3P—O—OH$ și acidul deperfosforic, $H_2O_3P—O—O—PO_3H_2$). Se mai cunosc p. organici, ca de exemplu: acidul peracetic, $CH_3—C(O)OOH$ și acidul perbenzoic $C_6H_5—C(O)OOH$. Din cauza dezvoltării istorice inconsecvente a nomenclaturii în chimia anorganică, se mai folosește particula „per" și în formarea numelui unor substanțe care nu conțin grupa O—O, de exemplu acidul percloric, $HClO_4$ și acidul permanganic, $HMnO_4$.

PERETE TUBULAR (Sin: panou tubular). Perete format din tuburi (țevi) legate între ele, subansamblu cunoscut în construcția cazanelor de apă fierbinte, cazanelor de abur sau la cuptoarele de încălzit fluide tehnologice, sub numele de perete membrană.

Avantajele utilizării acestor subansamble constă în posibilitatea realizării de focare etanșe (cu suprapresiune în spațiul de ardere), în reducerea substanțială a lucrărilor de montaj, utilizarea izolației termice ușoare în locul zidăriei, creșterea încărcării termice specifice a focarului etc.

Legarea țevilor se face prin sudarea a două țevi, fie prin intermediul unei platbande (Fig. P.12, *a*), fie prin utilizarea țevilor cu aripioare longitudinale (Fig. P.12, *b*).

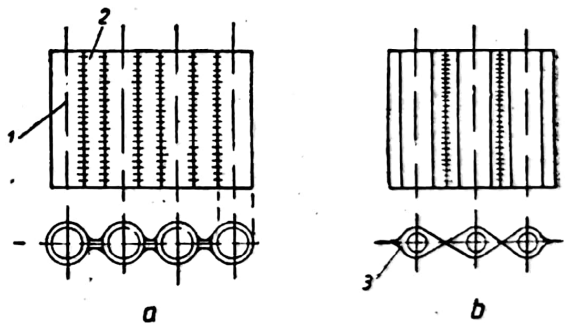


Fig. P.12. Pereți membrană:
a — cu țevi și platbande; *b* — cu țevi cu aripioare; *1* — țeavă netedă; *2* — platbandă; *3* — țeavă cu aripioare longitudinale.

PERFORMANȚE. Ansamblul caracteristicilor optime de funcționare (putere, economicitate, eficiență), realizat efectiv de o mașină termică, de o instalație, sau de un grup de mașini sau instalații termice.

P. motoarelor cu ardere internă. Indicii de p. reprezintă indicii efectivi, realizați de motor la cuplajul de legătură între arborele cotit al motorului și arborele agregatului antrenat (v. Indicii caracteristici ai motoarelor cu ardere internă).

Scanned with OKEN Scanner

— *Presiunea medie efectivă* (lucrul mecanic dezvoltat de motor raportat la unitatea de cilindree):

$$p_e = \frac{L_c}{V_S}\left[\frac{daN}{cm^2},\ bar\right],$$

V_S — cilindreea totală [dm³];

— *Puterea efectivă*:

$$p_e = \frac{p_e \cdot V_S \cdot i \cdot n}{300\ \tau}\ [kW]$$

$$p_e = \frac{p_e \cdot V_S \cdot i \cdot n}{225\ \tau}\ [CP],$$

i — numărul de cilindri;
n — turația arborelui [rot/min];
τ — numărul de timpi;

— *Momentul motor efectiv*:

$$M_e = 955\,\frac{p_e}{n}\ [daN \cdot m];$$

$$M_e = 716{,}2\,\frac{p_e}{n}\ [kgf \cdot m];$$

— *Randamentul termic* (criteriul de apreciere a eficienței economice a ciclului motor):

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q_i},$$

Tabelul P.2

Performanțe — motoare cu ardere internă

Tip motor	Destinație		Performanțe: Putere efectivă [CP]	Presiune medie efectivă [bar]	Consum specific de combustibil [g/CP·h]
Motoare cu aprindere prin scînteie	Avioane		10—2 100	7,5—21	205—235
	Autoturisme		20—240	6,5—9,5	192—220
	Motociclete		10—90	6—11*	300—450
	Automobile de curse		300—700	9—40*	200—250
Motoare diesel	Autoturisme		35—125	5,6—11	189—195
	Autocamioane		70—500	6,5—15*	151—170
	Tractoare		10—150	7—12*	160—200
	Vehicule militare		300—1 500	11—30*	155—190
	Locomotive diesel		500—6 000	12—21*	160—170
	Propulsie navală	Motoare rapide (n=700—2 000 rpm)	300—6 000	12—21*	160—170
		Motoare semirapide (n=300—700 rpm)	2 000—27 000	14,5—23*	130—145
		Motoare lente (n=100—200 rpm)	4 000—45 000	18—22*	120—135
	Instalații de foraj și utilizări industriale (motoare stabile)	Motoare rapide (n=1 500—3 000 rpm)	4—1 500	11,5—16*	150—190
		Motoare semirapide (n=300—1 500 rpm)	600—9 000	14—19*	135—145

* Motoare supraalimentate

C 18.490
BIBLIOTECA JUDEȚEANĂ „GH ASACHI" IAȘI
Scanned with OKEN Scanner

L — lucrul mecanic efectiv al motorului, măsurat la cuplajul de legătură cu agregatul antrenat;

Q_i — căldura disponibilă prin arderea completă a combustibilului;

— *Consumul specific de combustibil* (criteriul de evaluare a eficienței economice a motorului, calculat cu mărimile determinate direct, la standul de probe):

$$c_e = \frac{10^3 \cdot C_h}{p_e} \left[\frac{g}{kWh}\right];$$

$$c_e = \frac{10^3 \cdot C_h}{p_e} \left[\frac{gf}{CP \cdot h}\right],$$

C_h — consumul orar de combustibil [kg/h].

În tabelul P.2 sînt date p. reprezentative ale motoarelor cu ardere internă (cu aprindere prin scînteie și diesel), corespunzător principalelor domenii de utilizare.

P. cazanelor de abur sînt dictate de parametrii funcționali ai utilajului: presiunea, temperatura și debitul aburului, randamentul cazanului, încărcarea termică a suprafețelor de transfer termic, gradul de automatizare, greutatea specifică a părții metalice etc. (v. Cazan — sînt date caracteristicile principale ale principalelor tipuri de cazane de abur). În tabelul P.3 sînt date p. acestor tipuri de cazane de abur.

Performanțe și caracteristici ale cazanelor cu abur *Tabelul P.3*

Presiunea (bar); [kgf/cm²]	Temperatura [°C]	Debit nominal [t/h]	Randament nominal [%]	Combustibil	Greutate specifică [kg/kg/h abur]	Suprafața specifică [m²/t/h abur]
7,85 (8)	saturat	2/0,8	73	cărbune	26	48
14,7 (15)	350	6,5/2,6	73	cărbune	14,6	23,2
14,7 (15)	250	30/12	90,5	gaze/păcură	525/210	2,93
41,2 (42)	450	50/25	90	gaze/păcură	4,2	3,4
118 (120)	530	50/25	90,5	gaze/păcură	6,5	2,8
112 (115)	540	120/60	91	gaze/păcură	2,96	0,58
152 (195)	525	120/60	88	gaze/păcură	3,42	5,1
152 (155)	570	420/210	92	gaze/păcură	5,1	2,05
192 (196)	540	525/263	91,5	gaze/păcură	3,63	1,5
191 (195)	540	1 035/400	92	gaze/păcură	3,48	1,35
17,6 (18)	250	30/15	82	lignit	15,8	17
15,2 (15,5)	250	100/50	84	lignit	13,3	14,5
49 (50)	250	50/25	83	lignit	15,3	22
118 (120)	450	120/60	83	lignit	15,6	16
159 (162)	540	420/210	85	lignit	12	7,4
192 (196)	540	520/260	82,6	șisturi bituminoase	25,2	13,8
192 (196)	540	7,5	86,5	șisturi bituminoase	20	9,8
191 (195)	540	1 035/400	87,5	șisturi bituminoase	13,9	4,3

Tabelul P.4

Performanțele turbinelor cu abur

Puterea turbinei [MW]	Presiunea aburului la intrare [bar]	Temperatura aburului la intrare [°C]
50	130	545
150	100	535
300	240	560
500	240	565
800	240	540
1 200	240	550
1 800	240	560

Tabelul P.5

Performanțe ale condensatoarelor turbinelor cu abur

Puterea turbinei [MW]	Debitul de abur [t/h]	Debitul de apă [t/h]	Suprafața de încălzire [m²]
150	347	14 810	8 320
330	590	364 000	15 605

Scanned with OKEN Scanner

P. turbinelor cu abur reprezintă, în general, parametrii aburului de intrare (presiune și temperatură) și puterea dezvoltată (Tabelul P.4).

Pentru condensatoarele turbinelor cu abur, ca p. se pot cita debitul de abur, debitul de apă și suprafața de încălzire (Tabelul P.5).

P. centralelor termoelectrice. Reprezintă parametrii caracteristici stabiliți pentru diferite puncte de referință sau pentru anumite etape ale proceselor de transformare a energiei, cu ajutorul cărora se apreciază calitatea funcționării unei centrale termoelectrice în ansamblu sau pe elemente componente.

Pentru circuitul termic al centralei, p. care apreciază perfecțiunea lui este randamentul termic η_t, reprezentînd produsul dintre randamentul termic teoretic η_{tt} al ciclului Rankine reversibil și randamentul intern al turbinei η_i:

$$\eta_t=\eta_{tt}\eta_i;\quad \eta_{tt}=\frac{Q_u}{Q_1}=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=1-\frac{Q_2}{Q_1};$$

$$\eta_i=\frac{H_u}{H_{ad}},$$

unde Q_1 este căldura introdusă în ciclul termic în cazan; Q_2 — căldura evacuată în mediul ambiant prin condensator; $Q=Q_1-Q_2$ — căldura (lucrul mecanic) utilă a ciclului; H_ad, H_u — căderea adiabatică izentropă, respectiv reală de entalpie (adiabată neizentropă) a aburului în turbină. La centralele termoelectrice cu condensație, cele mai ridicate η_{cd} nu depășesc valori de 50—55%.

Pentru centrala în ansamblu, cele mai importante p. sînt randamentul brut și net (general) al centralei, consumul specific de abur, consumul specific de căldură și consumul specific de combustibil, ultimele două calculate pentru energia produsă și energia livrată, ca și o serie de p. economice (prețul energiei electrice și termice, costul unui kW instalat etc.).

Randamentul general (net) al centralei termoelectrice considerat pentru energia livrată în sistemul energetic este:

$$\eta_{tot}=\eta_t\eta_m\eta_g\eta_{caz}\eta_{cd}\eta_{st}\eta_{tr},$$

unde η_t este randamentul ciclului termic; η_m — randamentul mecanic al turbinei (0,985—0,995); η_g — randamentul generatorului electric, ținînd seama de pierderile electrice și mecanice ale acestuia (0,96—0,984); η_{caz} — randamentul cazanului de abur; η_{cd} — randamentul conductelor, corespunzător pierderilor de căldură prin suprafața izolației termice (0,985—0,99); η_{st} — randamentul serviciilor interne; η_{tr} — randamentul transformatorului electric (0,99—0,995).

Randamentul cazanelor de abur η_{caz} depinde, în principal, de combustibilul folosit și are valori în intervalul 0,87—0,945 (la limita inferioară pentru combustibil lignit, iar la limita superioară pentru combustibil gaze naturale).

Randamentul serviciilor interne η_{st} reprezintă cota parte din energia electrică produsă la bornele generatorului electric E_b, care este absorbită de serviciile interne ale centralei E_{st}:

$$\eta_{st}=1-\varepsilon,\quad \varepsilon=E_{st}/E_b,$$

în care ε este consumul specific al serviciilor interne, avînd valori de 0,03—0,12.

Valorile η_{tot} sînt de 0,4—0,41, depinzînd, în general, de mărimea instalației, gradul de perfecțiune a ciclului termic și natura combustibilului.

Randamentul brut al centralei termoelectrice raportat la energia produsă la bornele generatorului electric

$$\eta_b=\frac{3\,600\cdot E_b}{B\cdot H_i}=\eta_t\eta_m\eta_g\eta_{caz}\eta_{cd},$$

unde E_b este energia produsă la bornele generatorului electric [kWh]; B — consumul de combustibil [kg/h]; H_i — puterea calorifică inferioară a combustibilului [kJ/kg].

Consumul specific de abur al grupului turbogenerator pentru producerea puterii nominale P_n [kW] este:

$$d=\frac{D_{ab}}{P_n}\ [\mathrm{kg\cdot s^{-1}/kW}]\ \text{sau}\ [\mathrm{kg/kJ}],$$

unde D_{ab} este debitul de abur al cazanului corespunzător lui P_n [kg/s].

Consumul specific de căldură la ciclurile fără supraîncălzire intermediară este:

$$q_c=\frac{1}{\eta_t\eta_m\eta_g}=\frac{D_{ab}(h_0-h_{al})}{P_n}=(h_0-h_{al})$$

[kJ/kJ],

iar la ciclurile cu supraîncălzire intermediară:

$$q_c=\frac{1}{\eta_t\eta_m\eta_g}=\frac{D_{ab}(h_0-h_{al})+D_{st}\Delta h_{st}}{P_n}=$$
$$=d(h_0-h_{al})+d_{st}\Delta h_{st}\quad [\mathrm{kJ/kJ}],$$

unde h_0 este entalpia aburului la ieșirea din supraîncălzitorul primar al cazanului [kJ/kg]; h_{al} — entalpia apei de alimentare a cazanului [kJ/kg]; D_{st} — debitul de abur prin supraîncălzitorul intermediar [kg/s]; Δh_{st} — creșterea de entalpie a aburului în supraîncălzitorul intermediar [kJ/kg].

Consumul specific de căldură pentru producerea energiei electrice la bornele generatorului electric se determină cu formula:

$$q_b=\frac{1}{\eta_t\eta_m\eta_g\eta_{caz}\eta_{cd}}=\frac{q_c}{\eta_{caz}\eta_{cd}}\quad [\mathrm{kJ/kJ}],$$

Scanned with OKEN Scanner

iar în consum de combustibil convenţionala (1 kg c.c are o putere calorifică H_i=29 310 kJ/kg=7 000 kcal/kg)

$$\eta_b^{conv} = \frac{860 \cdot q_b}{7\,000} \quad [\text{kg c.c./kWh}].$$

Valorile randamentului brut (la bornele generatorului electric) η_b şi ale consumului specific de căldură şi de combustibil convenţional pentru centralele termoelectrice cu condensaţie sînt indicate orientativ în tabelul P.6.

Tabelul P.6

Randamentul brut şi consumul specific de căldură şi de combustibil convenţional la centralele termoelectrice cu condensaţie

Puterea turbinei şi parametrii aburului viu la turbină	Randamentul la borne (brut), [%]	Consumul specific de căldură, [kJ/kJ]	Consumul specific de combustibil convenţional, [kg c.c./kWh]
Turbine de putere mică t_1=325 . . . 350°C p_1=12 . . . 15 bar,	14—15	6,70—7,15	0.81—0,88
Turbine de putere medie p_1=29 . . . 35 bar, t_1=400 . . . 435°C, cu circuit regenerativ	21—24	4,14—4,65	0,51—0,57
Turbine de putere mare p_1=90 . . . 100 bar, t_1=490 . . . 530°C, fără supraîncălzire intermediară a aburului	29—33	3,02—3,50	0,37—0,42
Turbine de putere mare p_1=125 . . . 170 bar, t_1=535 . . . 565°C, cu o supraîncălzire intermediară	34,5—39,5	2,56—2,91	0,315—0,36
Turbine de putere mare p_1=200 . . . 350 bar, t_1=540 . . . 650°C, cu dublă supraîncălzire intermediară	39,5—42	2,32—2,56	0,286—0,315

PERIMETRU UDAT. Lungimea perimetrului unei secţiuni transversale printr-o conductă, galerie, canal, albie de rîu prin care curge un fluid şi care este în contact cu el. Notaţiile folosite în mod uzual sînt P sau $\varkappa$.

Pentru o conductă sau galerie cu secţiune complet ocupată de curentul de fluid, **p.u.** este egal cu perimetrul secţiunii transversale (Fig. P.13 *a*). Dacă conducta este cilindrică, $P=\pi D^2/4$, D fiind diametrul conductei.

P.u. la curgeri cu suprafaţă liberă (galerii — Fig. P.13 *b*; canale — Fig. P.13 *c*; albii de rîu — Fig. P.13 *d*) este dat de lungimea conturului, în secţiune transversală, în contact cu lichidul, fără a se include lungimea suprafeţei libere.

În curgerea cu suprafaţă liberă, pentru o secţiune udată fixă, cu pantă şi rugozitate date, se obţine un debit maxim, cînd perimetrul udat este minim. Secţiunea care asigură acest

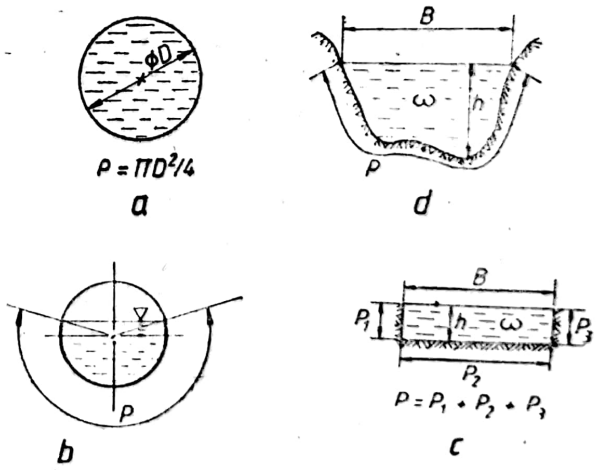


Fig. P.13. Perimetru udat:
a — conductă circulară sub presiune; *b* — galerie cu nivel liber; *c* — canal; *d* — albie.

optim este semicirculară. Deoarece la canalele de pămînt această formă este greu de realizat, se întrebuinţează forma poligonală în special forma de trapez). **P.u.** pentru un canal trapezoidal (Fig. P.14) are expresia:

$$P = b + 2h\sqrt{1+m^2},$$

unde b este lăţimea la fund; h — adîncimea de lichid, iar m — panta taluzului ($m = \operatorname{ctg}\alpha$). Condiţia **p.u.** minim duce la condiţiile corespunzînd trapezului circumscris unui semicerc cu raza h, cu următoarea valoare optimă pentru lăţimea fundului:

$$b = 2h[\sqrt{1+m^2} - m].$$

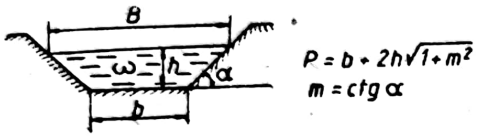


Fig. P.14. Perimetru udat, pentru canal trapezoidal.

În cazul în care laturile albiei au rugozităţi diferite, se determină un coeficient de rugozitate h echivalent pentru toate laturile, ca o medie ponderată:

$$n = \frac{\Sigma P_i n_i}{\Sigma P_i},$$

sau cu relaţia:

$$n = \frac{\left(\sum_{i=1}^{m} P_i n_i^{3/2}\right)^{2/3}}{P^{2/3}},$$

în care n_i este rugozitatea pe latura P_i.

PERNĂ DE ABUR. Volum (spaţiu) ocupat de abur între suprafaţa frontală a pistonului şi capacul cilindrului, care apare la maşinile cu abur cu piston, atunci cînd distribuţia nu este bine reglată, iar emisia se face incomplet. **P. de a.** apare la finele cursei pistonului sub forma unei cantităţi de abur cu o presiune mai ridicată decît cea normală în cilindru şi este dăunătoare pentru randamentul termic al maşinii, din cauza creşterii rezistenţelor de curgere şi a pierderii de abur. **P. de a.** apare, de asemenea, la frînarea maşinei cu abur (la locomotivele de abur).

ERRIN, Jean. Fizician francez (1870—1942). A efectuat numeroase studii şi cercetări de termodinamică (mişcarea browniană, determinarea numărului lui Avogardo etc.). În 1901, a dat un enunţ abstract pentru principiul I. În 1926, a primit premiul Nobel pentru fizică.

PETROL LAMPANT. Fracţiune obţinută prin distilarea primară a ţiţeiului, care distilă între temperatura de 175 şi 280°C, cu densitatea cuprinsă între $\rho = 0{,}825$ şi $\rho = 0{,}827$ la 20°C, formată din hidrocarburi (parafinice, izoparafinice, aromatice mono- şi biciclice, naftene şi hidrocarburi cu structură mixtă nafteno-aromatică), compuşi cu oxigen (acizi naftenici, fenoli), compuşi cu sulf (mercaptani, tiofani, tiofeni) şi compuşi cu azot.

Se deosebesc trei tipuri de **p.l.**: pentru iluminat (în lămpi cu fitil), drept combustibil în sobe şi pentru motoare cu aprindere prin scînteie şi cu raport de comprimare mic. **P.l.** pentru lămpi este incolor, arde cu flacără fără fum şi nu lasă cenuşă şi produşi răşinoşi în fitil. Caracteristica esenţială este înălţimea maximă a flăcării cu care arde fără a produce fum. Pentru **p.l.** de calitate inferioară această înălţime trebuie să fie de minimum 16 mm, pentru **p.l.** obişnuit de 20—24 mm şi pentru cele superioare de 30 mm.

Se obţine din petrolul brut sărac în hidrocarburi aromatice. Distilarea **p.l.** începe la 175°C, distilă 93% la 280°C şi 98% la 300°C Aciditatea organică a lui (măsurată în mg hidroxid de potasiu la 100 cm^3), este de maximum 3,5%, cantitatea maximă de cenuşă este de 0,003%, temperatura de flăcărare este de 40°C.

P.l. pentru motoare se obţine din ţiţeiuri neparafinoase. Trebuie să fie foarte volatil pentru ca scînteia să aprindă amestecul carburant, să nu conţină fracţiuni grele şi să aibă cifra octanică mai mare de 37 (pentru a se evita detonaţia). Distilă minimum 18% la 200°C şi minimum 98% la 300°C, aciditatea organică este de maximum 4,5% cantitatea de cenuşă este de maximum 0,005%. Se obţine din petrol brut neparafinos rafinat acid pentru îndepărtarea hidrocarburilor nesaturate, fără a elimina hidrocarburile aromatice care îi măresc cifra octanică.

PFUND. Unitate de măsură pentru masă, utilizată în diferite ţări şi egală cu 0,5 kg.

pH (Indice). Indice care exprimă aciditatea sau bazicitatea unei soluţii. Este definit ca logaritmul zecimal, cu semn schimbat, al concentraţiei, respectiv al activităţii ionilor de hidrogen (hidroniu) dintr-o soluţie:

$$pH = -\log [H^+]; \quad pH = -\log aH^+.$$

Cele două definiţii sînt identice numai în soluţii cu stări ionice foarte mici; în caz contrar, se obţin valori diferite.

În apă produsul activităţilor ionilor de hidroniu şi al ionilor de hidroxil este o constantă, la o temperatură dată. Această constantă este

denumită produsul ionic al apei sau constanta de autoprotoliză a apei:

$$-\log a_{H^+} - \log a_{HO^-} = -\log K_{H_2O}$$

sau:

$$pH + pOH = pK_{H_2O}$$

La temperatura de 25°C produsul ionic al apei pure este aproximativ $1 \cdot 10^{14}$, deci activitatea ionilor de hidrogen este $1 \cdot 10^{-7}$ ioni, g/l. În soluții acide $pH < 7$, iar în soluții alcaline $pH > 7$.

PIERDERE. Diferența dintre valoarea unei mărimi scalare conservative la intrarea ei într-un sistem care o valorifică printr-un proces fizic și valoarea ei la restituirea de către acesta sub formă utilă.

P. de energie. Reprezintă diferența dintre valoarea energiei absorbită de un sistem fizic (ex.: mașină, aparat, instalație etc.) și energia utilă restituită de acest sistem. P. de energie se produce, deoarece nu întreaga energie absorbită este transformată în energie utilă (ex.: p. de energie prin frecare mecanică la o turbină, pompă etc.) sau deoarece o parte din energie necesară nu este restituită la locul de utilizare (ex.: p. de căldură ale unui cuptor).

P. de energie în unitatea de timp se numește p. de putere.

P. de sarcină. Reprezintă p. de energie specifică care intervine la curgerea fluidelor în conducte sub presiune sau la curgerea cu suprafață liberă a lichidelor în canale. Se pot clasifica în p. liniare, repartizate în lungul conductei sau canalului și p. locale, concentrate în zonele cu modificări ale secțiunii (lărgiri, îngustări), curburi (coturi), ramificații, obstacole (vane, diafragme etc.).

P. de sarcină în conducte se poate exprima și prin p. de presiune, relația de legătură între ele fiind

$$h_r = \frac{\Delta p}{\rho g},$$

unde h_r este p. de sarcină, iar Δp — pierderea echivalentă de presiune.

P. de sarcină în canale este practic egală cu diferența de nivel a lichidului între secțiunile amonte și aval ale lungimii de canal considerată, întrucît presiunea nu se modifică, fiind egală cu presiunea atmosferică, iar variația termenul lui cinetic este, de obicei, neglijabilă.

P. de sarcină liniară într-un canal, în cazul curgerii permanente uniforme sau gradual-variate, se pot calcula cu relația lui Chezy, pentru panta hidraulică (p. de sarcină raportată la lungime)

$$J = \frac{w^2}{C^2 R_h}$$

sau

$$J = \frac{Q}{k^2},$$

în care J este panta hidraulică; w — viteza medie în canal; Q — debitul volumic; R_h — raza hidraulică; C — coeficientul lui Chezy, iar k — modulul de debit $k = \Omega C \sqrt{R_h}$, Ω fiind aria secțiunii udate.

În mișcarea uniformă, toate elementele rămîn constante în lungul canalului, deci panta hidraulică J rămîne constantă și p. de sarcină se poate calcula cu formula:

$$h_r = J \cdot L,$$

unde L este lungimea canalului.

Practic, în mișcarea uniformă, panta hidraulică J este egală cu panta fluidului i, și cu panta suprafeței libere, I.

În mișcarea neuniformă gradual-variată, cu modificări lente ale elementelor curgerii, în lungul canalului, panta hidraulică variază în lungul canalului, deci pierderile de sarcină se obțin prin integrare:

$$h_r = \int_0^L J(s)\, ds,$$

unde s este coordonata în lungul canalului.

În acest caz, panta suprafeței libere se poate exprima prin relația:

$$I = \frac{d}{ds}\left(\frac{\alpha Q^2}{2g\Omega^2}\right) + \frac{Q^2}{k^2},$$

care ține seama și de variația termenului cinetic.

Coeficientul lui Chezy (C) are un rol foarte important în calculele practice ale p. de sarcină în canale, valoarea lui depinzînd de rugozitatea pereților și a fundului canalului, precum și de forma și dimensiunile secțiunii udate. Pentru determinarea coeficientului C s-a propus un număr mare de relații empirice, dintre care cea mai frecvent utilizată este relația lui Pavlovski:

$$C = \frac{1}{n} R_h^y,$$

în care R_h este raza hidraulică; n — coeficientul de rugozitate; y — exponent determinat cu relația:

$$y = 2{,}5\sqrt{n} - 0{,}13 - 0{,}75\sqrt{R_h}\ (\sqrt{n} - 0{,}10).$$

Pentru calcule aproximative se recomandă relațiile:

$y = 1{,}5\sqrt{n}$; pentru $0{,}1m \leqslant R_h \leqslant 1{,}0m$

$y = 1{,}3\sqrt{n}$; pentru $1m < R_h \leqslant 3m$.

Scanned with OKEN Scanner

Cazuri particulare ale relației lui Pavlovski sînt relația lui Manning, $C=\frac{1}{n}R_h^{1/6}$ și relația lui Forcheimer. $C=\frac{1}{n}R_h^{1/5}$.

Alte relații pentru calculul coeficientului C sînt:

— relația lui Bazin:

$$C=\frac{87}{1+\frac{\gamma}{\sqrt{R_h}}},$$

unde γ este un coeficient depinzînd de rugozitatea pereților și a fundului canalului (albiei):

— relația lui Ganguillet-Kutter:

$$C=\frac{23+\frac{1}{n}+\frac{0{,}00155}{i}}{1+\left(23+\frac{0{,}0155}{i}\right)\frac{n}{\sqrt{R_h}}},$$

unde i este panta fundului albiei, iar n — același coeficient de rugozitate ca în relațiile Pavlovski, Manning și Forcheimer.

P. de sarcină locală în canale se datoresc trecerilor prin rezistențe provocate de diferite obstacole, coturilor, ramificațiilor, îngustărilor sau lărgirilor de secțiune și se determină cu relația:

$$h_r'=J\frac{w^2}{2g},$$

unde J este coeficientul de rezistență locală, care, în general, se determină experimental, depinzînd de natura rezistențelor locale.

P. de presiune. Reprezintă diferența dintre presiunile din două secțiuni transversale ale unei conducte sau canal prin care curge un fluid, produsă de frecarea internă sau viscozitatea fluidului și de frecarea fluidului cu suprafața de separație fluid-solid. **P.** de presiune reflectă în legea lui Bernoulli, (care exprimă în hidrodinamică principiul conservării energiei) consumul de energie al unui fluid la curgerea acestuia.

P. de presiune (Δp), exprimată în Pa, îi corespunde pierderea de înălțime (sarcină) la curgerea fluidului Δh, în m coloană de fluid, conform relației:

$$\Delta p=\rho g\Delta h \text{ [Pa]},$$

unde ρ este densitatea fluidului [kg/m^3], iar $g=9{,}81$ m/s^2 este accelerația gravitației.

La curgerea unui fluid prin conducte, canale, aparate, instalații etc., **p.** de presiune se calculează cu relația:

$$\Delta p=\Delta p_{lin}+\Delta p_{loc} \text{ [Pa]},$$

în care Δp_{lin} reprezintă **p.** liniare de presiune pe porțiunile drepte ale conductelor, canalelor etc., iar Δp_{loc} — **p.** locale de presiune produse de variația secțiunii transversale de curgere și de schimbarea direcției de curgere a fluidului.

P. liniare de presiune pe o conductă (sau canal) orizontală dreaptă de lungime l [m] și diametru interior d [m], prin care curge un fluid cu densitatea ρ [kg/m^3] și viteza medie w [m/s], se calculează cu formula lui Darcy — Weisbach:

$$\Delta p_{lin}=\rho g\,\Delta h_{lin}=f\frac{l}{d}\frac{w^2}{2}\rho \text{ [Pa]};$$

$$\Delta h_{lin}=f\frac{l}{d}\frac{w^2}{2g} \text{ [m]},$$

în care f reprezintă coeficientul de **p.** liniare de presiune (coeficientul de frecare), mărime adimensională.

În general, coeficientul de frecare f depinde de regimul de curgere (criteriul Reynolds Re) și de starea pereților conductei sau canalului (rugozitatea relativă $\varepsilon=\Delta/d$, unde Δ este rugozitatea absolută a peretelui și reprezintă înălțimea medie a asperităților peretelui), fiind exprimat prin relații de forma:

$$f=f(\mathrm{Re},\varepsilon).$$

În tabelul P.7 sînt prezentate unele formule mai des utilizate pentru calculul coeficientului de frecare f.

În cazul *curgerii laminare* a fluidelor $\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_{cr}$ (pentru conducte $\mathrm{Re}_{cr}=2\,320$), f se calculează în mod obișnuit cu relația lui Stokes, $f=64/\mathrm{Re}$. Coeficientul de frecare depinde, astfel, exclusiv de regimul de curgere Re, indiferent de starea pereților conductei sau canalului. **P.** de presiune în mișcarea laminară se poate calcula și cu formula Hagen-Poiseuille:

$$\Delta p_{lin}=32\eta wl/d^2 \text{ [Pa]},$$

în care viscozitatea dinamică a fluidului η se exprimă în N·s/m^2, w, în m/s, l și d, în m.

La *curgerea turbulentă* a fluidelor, determinarea coeficientului f este sensibil mai complicată. Starea pereților interiori ai conductelor sau canalelor se poate caracteriza cu ajutorul a două *numere Reynolds limită* propuse de Altșul:

$$\mathrm{Re}_1\approx 10/\varepsilon;\ \mathrm{Re}_2\approx 500/\varepsilon,$$

în care $\varepsilon=\Delta/d$ este rugozitatea relativă a peretelui; mărimile Δ și d se exprimă în mm.

La mișcarea turbulentă a unui fluid printr-un canal, condițiile de curgere în vecinătatea peretelui sînt determinante pentru stabilirea valorii **p.** liniare de presiune, deoarece în acest

Tabelul P.7

Relaţii de calcul al coeficientului de frecare f la curgerea lichidelor şi gazelor

Regimul de curgere	Natura peretelui	Autorul relaţiei	Relaţia de calcul	Domeniul de aplicabilitate	Condiţia de valabilitate
Laminar	Pereţi netezi şi rugoşi	Stokes	$f=64/Re$	$0<Re<2\,320$	—
Turbulent	Pereţi netezi hidraulic $f=f(Re)$	Blasius	$f=0{,}3164\,Re^{-6{,}25}$	$4\,000<Re<10^5$	$Re<Re_1$
		McAdams	$f=0{,}184\,Re^{-0{,}2}$	$5\,000<Re<2\cdot10^5$	
		Filonenko	$f=(1{,}82\lg Re-1{,}64)^{-2}$	$4\,000<Re<10^7$	
		Prandtl-Kármán	$1/\sqrt{f}=2\lg(Re\sqrt{f}/2{,}51)$	$3\,000<Re<10^7$	
	Pereţi semirugoşi hidraulic $f=f(Re,\varepsilon)$	Moody	$f=0{,}0055\left[1+\left(20\,000\varepsilon+\frac{10^6}{Re}\right)^{1/3}\right]$	$4\,000<Re<10^7$	$Re_1<Re<Re_2$
		Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}}=-2\lg\left(\frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}+\frac{\varepsilon}{3{,}72}\right)$	—	
		Altşul	$f=0{,}11\left(\varepsilon+\frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$	—	
	Pereţi rugoşi hidraulic $f=f(\varepsilon)$	Prandtl-Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}}=2\lg\frac{3{,}72}{\varepsilon}$	$10^5<Re<10^8$	$Re>Re_2$
		Şifrinson	$f=0{,}11\,\varepsilon^{0{,}25}$	—	

domeniu, datorită forţelor de frecare a peretelui şi forţelor cauzate de viscozitatea fluidului, viteza de curgere a fluidului scade către perete, devenind zero pentru particulele ataşate de perete. În felul acesta, se disting două zone de curgere: una, din imediata apropiere a peretelui, unde viteza particulelor de fluid este scăzută şi regimul de curgere poate deveni laminar, iar alta, mai depărtată de perete, unde viteza fluidului creşte şi regimul de curgere devine turbulent. Prima zonă formează aşa-numitul *strat limită laminar* de fluid cu o grosime δ foarte mică, măsurată de la suprafaţa peretelui, strat în care variaţia vitezei este foarte mare şi în care se realizează, în majoritate, p. de presiune la curgerea unui fluid. În tabelul P.8, se dau orientativ valorile rugozităţii absolute Δ pentru ţevi executate din materiale mai des folosite.

În zona curgerii turbulente, se pot delimita, din punctul de vedere al stării pereţilor interiori ai conductelor sau canalelor, cu ajutorul numerelor limită Re_1 şi Re_2, trei domenii de rezistenţă hidraulică; în funcţie de valoarea

Tabelul P.8

Valorile rugozităţii absolute Δ pentru ţevi din diverse materiale

Materialul şi starea pereţilor	$\Delta\,10^3$ [mm] Limitele de variaţie
Ţevi din alamă, foarte curate (noi)	0,10 / 0,00—0,20
Ţevi din oţel, fără sudură, cu execuţie de înaltă calitate	1,0 / 0,3—2,0
Ţevi din oţel noi sau curate, cu o bună execuţie a îmbinărilor	6 / 3—10
Ţevi din oţel supuse la coroziune, care au fost în exploatare, cu o oxidare moderată	50 / 30—90
Ţevi din oţel, puternic corodate	200 / 100—300
Ţevi din oţel, curăţate după o coroziune puternică	17 / 15—20

Scanned with OKEN Scanner

criteriului Re al regimului de curgere, coeficientul de frecare f se exprimă în unul din următoarele trei moduri:

— Dacă $2\,320 < Re < Re_1$, peretele este *neted hidraulic*, iar coeficientul de frecare depinde numai de regimul de curgere Re, adică $f = f(Re)$. Înălțimea medie a asperităților Δ este mult mai mică decît grosimea δ a stratului limită ($\Delta \ll \delta$), astfel încît peretele, deși rugos, se comportă din punct de vedere hidraulic ca un perete neted (Fig. P.15 *a*).

— Dacă $Re_1 < Re < Re_2$, peretele este *semirugos hidraulic*, cînd coeficientul f este determinat atît de regimul de curgere Re, cît și de rugozitatea peretelui, adică $f = f(Re, \varepsilon)$. În acest caz, rugozitatea absolută Δ este comparabilă cu δ (Fig. P.15, *b*).

— Dacă $Re > Re_2$, peretele este *rugos hidraulic*, în care caz coeficientul de frecare f depinde numai de rugozitatea peretelui, regimul de curgere neinfluențînd valoarea lui f, adică $f = f(\varepsilon)$. Valoarea lui Δ este mult mai mare decît δ ($\Delta \gg \delta$), astfel încît influența rugozităților devine predominantă asupra mișcării turbulente (Fig. P.15, *c*).

Determinarea grafică a coeficientului de frecare f în funcție de criteriul Re și rugozitatea relativă ε se poate face cu ajutorul diagramei din figura P.16, construită pe baza relației lui Moody din tabelul P.7.

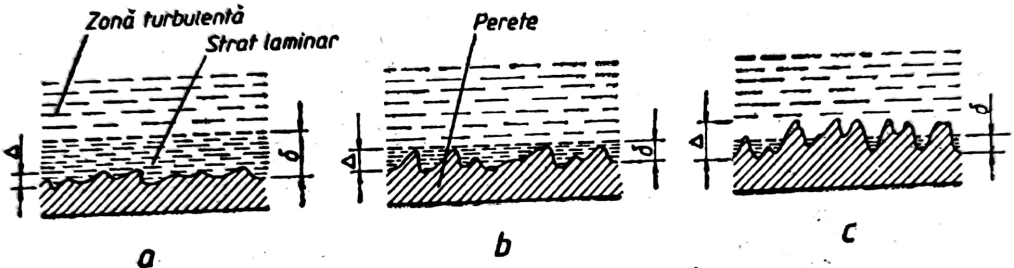


Fig. P.15. Perete hidraulic:
a — perete neted; *b* — perete semirugos; *c* — perete rugos.

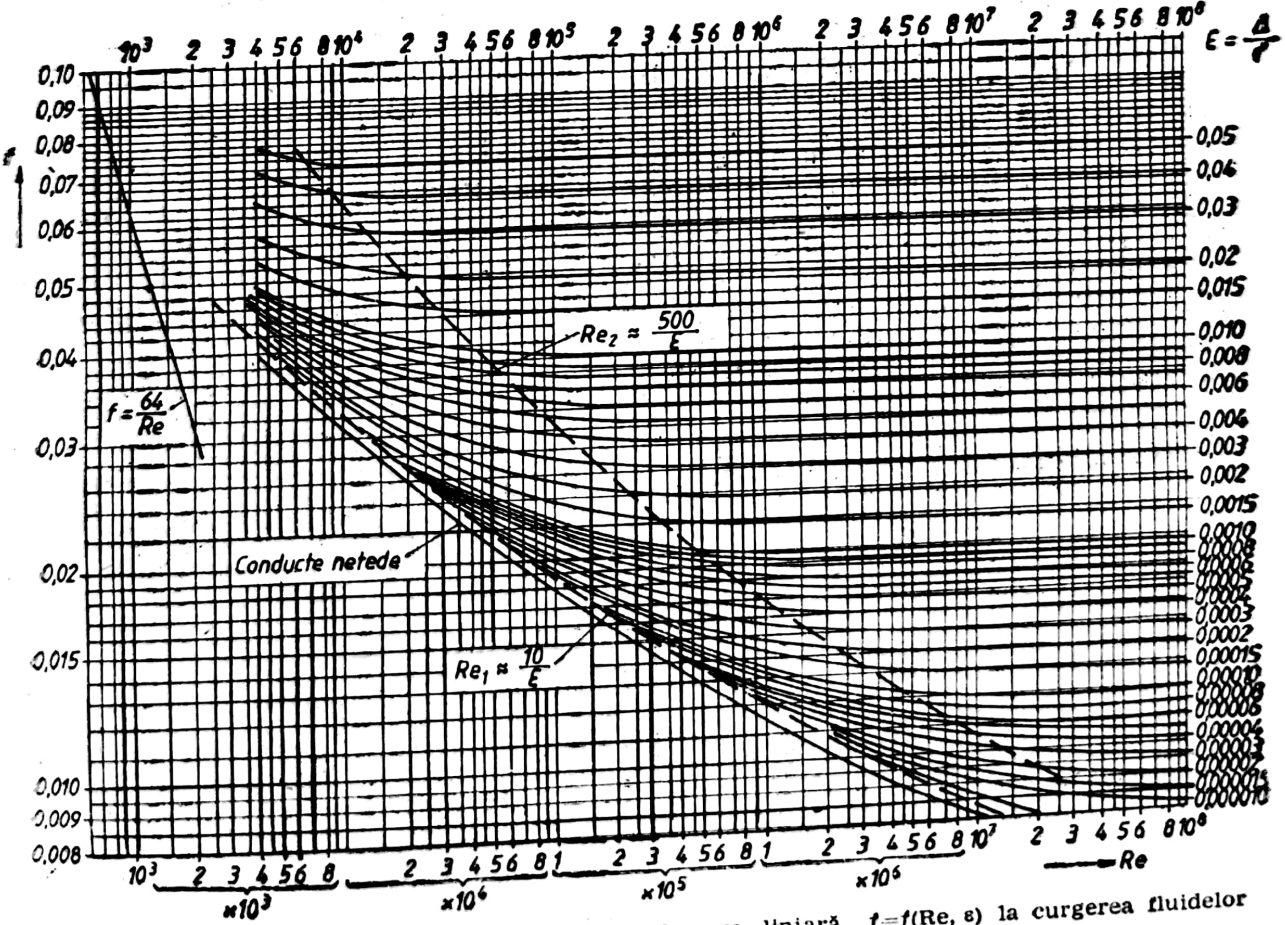


Fig. P.16. Determinarea grafică a coeficientului de frecare liniară $f = f(Re, \varepsilon)$ la curgerea fluidelor prin conducte sau canale.

Scanned with OKEN Scanner

P. locale de presiune apar în așa-numitele *rezistențe locale* și sînt reprezentate de schimbarea direcției de curgere a fluidului (în coturi, curbe, ramificații, compensatoare de dilatare etc.) sau de modificarea secțiunii de curgere (în organe de închidere sau de reglare, reducții, elemente de asamblare, aparate de măsurat, diverse armături etc.). Aceste p. de presiune sînt produse, pe de o parte, de frecarea fluidului de pereții conductei sau canalului, analog porțiunilor drepte, iar pe de altă parte, de turbulența suplimentară, formată în zona rezistenței locale.

P. locală de presiune Δp_{loc} [Pa], respectiv pierderea locală de înălțime Δh_{loc} [m] produsă de o rezistență hidraulică locală parcursă de un fluid cu densitatea ρ [kg/m^3] și viteza de curgere w [m/s], se consideră proporțională cu presiunea dinamică (sau energia cinetică) a fluidului $w^2\rho/2$ și se calculează cu formula:

$$\Delta p_{loc}=\rho g\Delta h_{loc}=\xi\frac{w^2}{2}\rho \text{ [Pa];}$$

$$\Delta h_{loc}=\xi\frac{w^2}{2g} \text{ [m],}$$

unde ξ este coeficientul de p. locale de presiune adimensional.

Coeficientul ξ depinde de natura rezistenței locale și se determină experimental. În figura P.17, se prezintă grafic valorile coeficientului de p. locale de presiune, pentru unele rezistențe hidraulice locale, iar în figura P.18, coeficientul pentru diverse tipuri de ventile.

P. totală de presiune. Pentru calculul p. totale de presiune, notată cu Δp, pe o conductă sau canal de lungime l, diametru d și cu rezistențele locale, se determină p. liniară de presiune, pentru porțiunile drepte ale traseului hidraulic și p. de presiune în rezistențele locale, făcîndu-se apoi suma lor:

$$\Delta p=\Delta p_{liu}+\Delta p_{loc}=f\frac{l}{d}\cdot\frac{w^2}{2}\rho+(\Sigma\xi)\frac{w^2}{2}\rho \text{ [Pa].}$$

P. *prin ventilație.* Reprezintă p. de lucru mecanic datorită efectului de ventilație al paletelor rotorului unei turbine cu abur sau cu gaz.

P. *de debit.* Reprezintă p. de fluid în unitatea de timp într-un sistem tehnic, datorită scăpărilor și curgerii prin părțile neetanșe, prin interstiții etc.

P. *de viteză.* Reprezintă diferența dintre viteza de curgere a unui fluid , dacă nu s-ar

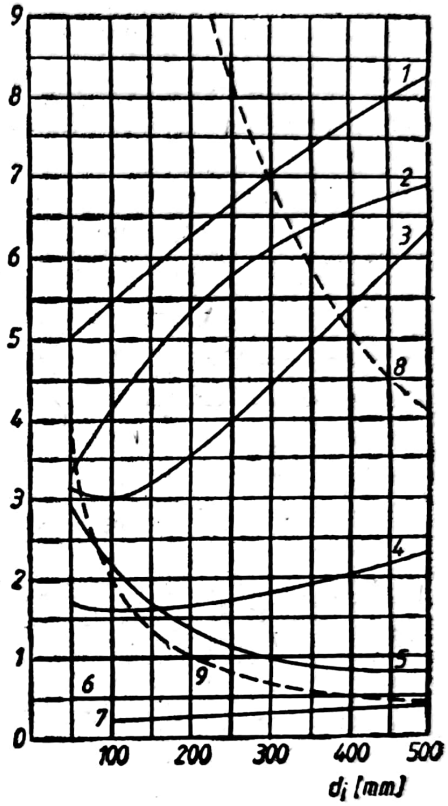


Fig. P.17. Variația coeficientului de pierderi locale de presiune pentru diverse tipuri de rezistențe locale:

1 — ventil normal de trecere; *2* — ventil de colț; *3* — teu; *4* — compensator liră; *5* — ventil special (Koswa ș.a.); *6* — cot la 90°; *7* — vană; *8* — conductă dreaptă de 100 m lungime cu f=0,0206; *9* — conductă dreaptă de 10 m lungime cu f=0,0206 (pentru curbele 8 și 9 s-a considerat $\xi = f\cdot 1/d$; d_i — diametrul interior).

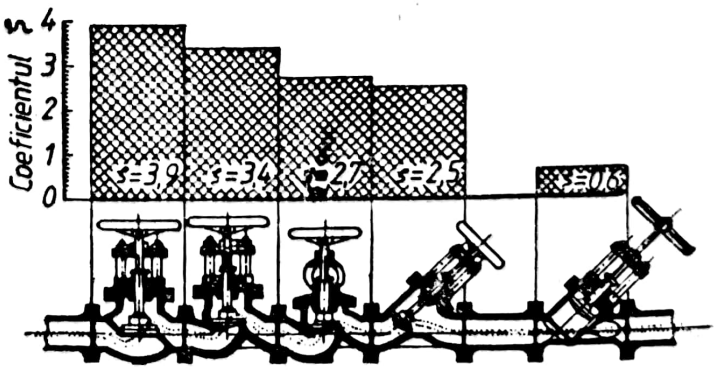


Fig. P.18. Coeficientul de pierderi locale pentru diferite tipuri de ventile (diametrul nominal 100 mm).

pierde în el energie și viteza de curgere reală a fluidului. P. de viteză sînt provocate de rezistențele canalului prin care curge fluidul.

P. mecanice (ale motoarelor cu ardere internă). Reprezintă lucrul mecanic consumat pentru învingerea lucrului mecanic de frecare a pieselor în contact ale motorului — L_{fr} (cuplurile piston-segmenți-cilindri, arbore-cuzineți, came-tacheți)+lucrul mecanic consumat pentru antrenarea echipamentelor auxiliare — L_{ea} (pompa de apă, pompa de ulei, pompa de injecție, ventilator etc.). În cazul motoarelor cu aspirație naturală, la cele două lucruri mecanice specificate se adaugă lucrul mecanic de pompaj — L_{pomp} (lucrul mecanic consumat pentru efectuarea proceselor de evacuare forțată a gazelor arse și, respectiv, pentru admisia încărcăturii proaspete) [v. Pompaj (Diagramă de)].

P. mecanice pot fi exprimate prin relațiile:

$$L_{pm}=L_{fr}+L_{ea}+L_{pomp}=L_i-L_e$$
$$P_{pm}=P_{fr}+P_{ea}+P_{pomp}=P_i-P_e,$$

în care L_e, P_e reprezintă lucrul mecanic efectiv, respectiv, puterea efectivă, disponibile la arborele motorului, iar L_i, P_i — lucrul mecanic indicat, respectiv puterea indicată, produse în cilindrii motorului.

P. mecanice se evaluează, de asemenea, prin randamentul mecanic al motorului:

$$\eta_m=\frac{P_e}{P_i}=\frac{P_e}{P_e+P_{pm}}$$

(v. Indici caracteristici ai motoarelor cu ardere internă).

Ponderile celor trei componente ale p. mecanice, determinate experimental pentru un motor cu aprindere prin scînteie de autovehicul sînt reprezentate în diagrama din figura P.19, în funcție de turația motorului.

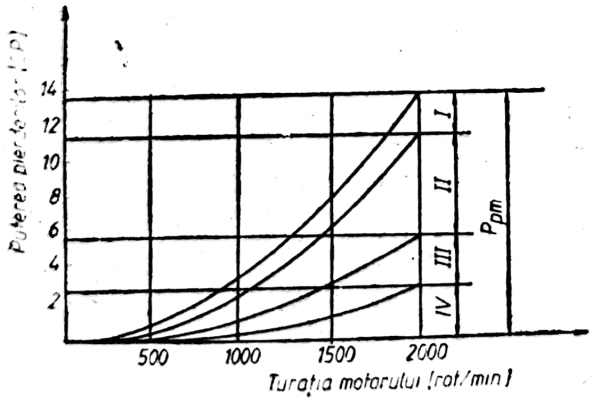


Fig. P.19. Pierderi mecanice ale motoarelor cu ardere internă:

I — Puterea consumată prin pompaj; *II* — Puterea consumată prin frecările cuplului piston-segmenți-cilindru; *III* — Puterea consumată prin frecările cuplurilor arbore-cuzineți și arbore cu came-tacheți; *IV* — Puterea consumată pentru antrenarea echipamentelor auxiliare.

Se remarcă faptul, că ponderea cea mai mare o reprezintă pierderile în frecarea cuplului piston-segmenți-cilindru (45—65%). Pierderile în frecarea cuplului arbore-cuzineți sînt cuprinse în limitele 5—10%. Antrenarea echipamentelor auxiliare reprezintă 10—20%, iar pierderile prin pompaj, 10—15%.

PILĂ DE COMBUSTIE. Aparat care consumă hidrogen (sau un alt combustibil) și oxigen, transformînd energia chimică a acestora direct în energie electrică. În cazul în care combustibilul este hidrogenul, nu numai că nu se produc noxe poluante, dar rezultatul global al reacțiilor ce au loc în pilă este apa.

În figura P.20 se prezintă schematic modul diferit de transformare a energiei chimice în energie electrică în p. de c. și în cazul unei

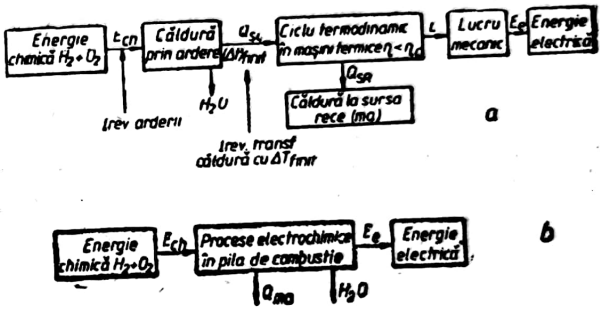


Fig. P.20. Comparație între producerea energiei electrice prin ciclu termodinamic clasic și prin pilă de combustie:

a — ciclu termodinamic; *b* — pilă de combustie.

mașini termice. În cazul p. de c., nu mai intervine ciclul Carnot, și s-ar părea că nu mai acționează principiul al doilea al termodinamicii și, deci, că ea „ar ocoli" efectele defavorabile ale principiului II asupra randamentului. În realitate, lucrurile nu stau chiar așa. Principiul al doilea al termodinamicii are de fapt două părți sau două aspecte:

a) O mașină termică producătoare de lucru mecanic L din căldură nu poate funcționa decît între două surse, una caldă (T_{SC}) și una rece (T_{SR}). În mod inevitabil, o parte din căldura de la sursa caldă (Q_{SC},) trebuie cedată sursei reci Q_{SR}. În consecință numai diferența între acestea $L=Q_{SC}-Q_{SR}$ se transformă în lucru mecanic. Carnot a stabilit că pentru ciclul ideal reversibil $Q_{SR}=Q_{SC}\cdot RT_{SR}/T_{SC}$. Deci, randamentul maxim al unui asemenea ciclu va fi:

$$\eta_C=L/Q_{SC}=1-Q_{RS}/Q_{SC}=1-T_{SR}/T_{SC}.$$

b) În realitate, în mașinile termice sau în orice alte mașini (deci și în cele electrochimice) procesele nu sînt reversibile, ci sînt ireversibile, adică se desfășoară cu pierderi. Din cauza acestori pierderi, randamentul real η_{ireal} este

întotdeauna mai mic decît cel teoretic (reversibil) $\eta_{irev} < \eta_{rev}$.

După cum se vede din figura P.20, p. de c. nu funcționează după un ciclu de transformare a căldurii în lucru mecanic, ci transformă direct energia chimică în energie electrică. Rezultă că prima parte a principiului al doilea nu se aplică la pile. În consecință, într-adevăr, randamentele p. de c. nu sînt limitate de randamentul ciclului Carnot. În schimb, ca orice aparat sau mașină în care au loc procese reale ireversibile, partea a doua a principiului al doilea se aplică la p. de c., adică în funcționarea reală a acestora apar unele pierderi (de exemplu, prin generarea de căldură suplimentară în pilă datorită pierderilor chimice la trecerea curentului prin rezistența interioară a pilei). În consecință, și la pile se poate scrie că randamentul real ireversibil este mai mic decît randamentul teoretic reversibil $\eta_{irev} < \eta_{rev}$.

Rezultă din aceste precizări, că în nici un caz nu este corect a se compara randamentul teoretic al p. de c. cu randamentul real al mașinilor termice. Pentru a nu apare într-o lumină defavorabilă, mașinile clasice (motoare, turbine cu abur, turbine cu gaze) ele trebuie analizate comparativ cu p. de c.

Pentru a face această analiză se prezintă în figura P.21 trei moduri diferite de desfășurare a arderii unui combustibil. Astfel, în figura P.21, *a* se indică schematic arderea ireversibilă a hidrogenului H_2 cu oxigenul O_2, într-o cameră de ardere izobară *CA*. Deoarece întreaga căldură rezultată din ardere este cedată

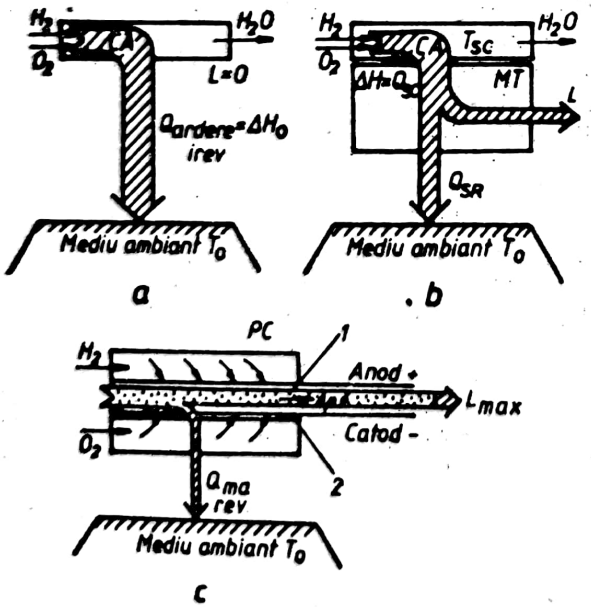


Fig. P.21. Moduri de desfășurare a arderii unui combustibil:
a — hidrogen+oxigen (izobar); *b* — hidrogen în atmosferă de oxigen; *c* — pilă de combustil H_2/O_2; *1* — electrod de hidrogen; *2* — electrod de oxigen.

mediului ambiant, fără a produce lucru mecanic exterior, procesul este ireversibil, deci $L=0$ și $\eta=0$. Cantitatea de căldură obținută, care se poate măsura cu un calorimetru, reprezintă de faptputerea calorică a combustibilului respectiv și se notează cu $\Delta^r H_0$ (entalpie standard de reacție la 298°K).

În figura P.21, *b* se prezintă schematic bilanțul energetic al unui motor termic (*M.T*) funcționînd după un ciclu Carnot, alimentat cu căldură de la o cameră de ardere *CA*, în care se arde tot hidrogen în atmosferă de oxigen. De observat că, în timp ce mașina termică se consideră că funcționează reversibil după ciclul Carnot, arderea în *CA* este ireversibilă. Dacă s-ar folosi o cameră de ardere reversibilă de tip Van -Hoff, nu ar mai fi necesară nici o comparație cu pilele de combustie, deoarece și într-un caz (mașină termică cu cameră de ardere reversibilă Vant-Hoff) și în celălalt (pilă de combustie reversibilă), randamentul pentru același combustibil ar fi același.

În fig. P.21, *c* se prezintă schematic o p. de c. H_2/O_2 care ar funcționa reversibil. Aceasta consumă în mod continuu H_2 și O_2, produce apă (H_2O), lucru electric $L_{el\ max}$ și schimbă (cedează sau primește) cu mediul ambiant căldura reversibilă $Q_{m\ a\ rev}$. Trebuie subliniat faptul, că în timp ce la o mașină termică Carnot, producătoare de lucru mecanic, Q_{SR} (căldura cedată sursei reci) este totdeauna diferită de zero și negativă (cedată de mașină mediului ambiant), în p. de c., căldura schimbată cu mediul ambiant $Q_{m\ a\ rev}$ poate fi pozitivă (primită de pilă de la mediul ambiant), zero sau negativă (cedată de pilă mediului ambiant), după cum reacția din pilă este endotermă sau exotermă, lucru care depinde strict de sistemul de reactanți folosit.

O mărime foarte des folosită în termodinamică este raportul dintre căldura reversibilă schimbată cu o sursă și nivelul temperaturii sursei (în cazul de față mediului ambiant $T_0=298$ K). Această mărime se notează cu $\Delta^r S_0 = Q_{m\ a\ rev}/T_0$ și se numește, pentru o reacție de ardere desfășurată la temperatura T_0, entropie de reacție standard. În tabelul P.9 se dau valorile lui $\Delta^r H_0$ și $\Delta^r S_0$ pentru cîteva reacții de ardere care prezintă interes în pilele de combustie.

Evident, randamentul maxim (reversibil) al p. de c. care ar funcționa conform cu aceste reacții se poate calcula cu relația:

$$\eta_{max} = \frac{L_{rev\,el}}{\Delta^r H_0} =$$

$$= \frac{\text{Lucrul electric reversibil}}{\text{Căldura din ardere total ireversibilă.}}$$

$$\eta_{max} = \frac{\Delta^r H_0 - Q_{m\ a\ rev}}{\Delta^r H_0} = 1 - \frac{T_0 \Delta^r S_0}{\Delta^r H_0}$$

Tabelul P.9

Date termodinamice și electrice ale unor reacții în pilele de combustie

Reacția		$\Delta^r H°$ [kcal/mol]	$\Delta^r S_0$ [cal/mol·grad]	E_r [V] la 298°K	E_r [V] la 373°K	η_{te} [%, la 298°K]
1. $C+O_2=CO_2$		−94,05	+70	1,022	1,022	100
2. $C+0,5O_2=CO$		−26,42	+21,44	0,711	0,746	124
3. $CO+0,5O_2=CO_2$		−67,63	−20,74	1,333	1,298	91
4. $H_2+0,5O_2=H_2O$	— gaz	−57,80	−10,60	1,184	1,166	94
	— lichid	−68,32	−38,99	1,229		83
5. $N_2H_4+O_2=N_2+2H_2O$	— gaz	123,8	+54,0	1,517	1,560	113
	— lichid	−144,8	2,8	1,561		99
6. $CH_3OH+1,5O_2=CO_2+2H_2O$	— gaz	−150,9	+36,1	1,168	1,187	107
	— lichid	−171,9	−20,6	1,198		97
7. $CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O$	— gaz	−191,9	−1,22	1,037	1,037	100
	— lichid	−212,8	−58,0	1,059		92
8. $CH_3H_8+5O_2=3CO_2+4H_2O$	— gaz	−488,6	+24,11	1,074	1,081	101
	— lichid	−530,7	−89,5	1,087		95
9. $C_8H_{18}+12,5O_2=8CO_2+9H_2O$	— gaz	−1 216,9	+116,5	1,086	1,093	103
	— lichid	−1 311,6	−139,1	1,101		97

Pentru reacțiile care conțin hidrogenul printre componenții inițiali și apa în cei finali se dau, în tabelul P.9, cîte două valori pentru $\Delta^r H_0$, ΔS_0, η_{max} și forța electromotoare de echilibru Er. Valorile superioare se referă la cazul în care apa rezultată din reacție este în stare lichidă ($T_0=298°K$), iar cele inferioare, la cazul în care apa se obține în stare de vapori ($T_0=373$ K), caz în care vaporii poartă cu ei căldura de vaporizare, ceea ce reprezintă, deci, o pierdere pentru procesul de conversie energetică urmărit în pilă.

Se constată că, în unele cazuri, randamentul maxim (reversibil) este mai mare decît 100%. Acesta este cazul în care reacția din pilă este endotermă, adică se ia căldură din mediul ambiant și se transformă în energie electrică, odată cu conversia energiei chimice ($\Delta^r H_0$) a combustibilului în energie electrică. Asemenea situații se pot realiza, însă, numai în experiența fără interes practic; aproape la toate reacțiile electromotrice active, valoarea lui L_{el} este de cca. 1 Volt.

Așa cum s-a arătat, valorile randamentului în pilele reale vor fi inferioare celor indicate în tabelul P.9, din cauza pierderilor prin ireversibilitate (partea a doua a principiului al II-lea). Funcție de sistemul electrochimic ales și de condițiile concrete de funcționare, acest randament se plasează cel mai adesea între 40 și 60%.

Scopul final al cercetărilor întreprinse asupra p. de c. în diverse laboratoare îl constituie găsirea condițiilor pentru utilizarea combustibililor lichizi clasici (petrolieri) la alimentarea acestora. Dar, pînă în prezent, acești compuși manifestă o reactivitate prea scăzută pentru a face posibilă construirea unor dispozitive rentabile. Actualmente este mult mai avantajoasă arderea unor combustibili rezultați ca produși intermediari ai petrochimiei, cum sînt hidrogenul, metanolul, amoniacul sau hidrozinul.

Deci, comparația între p. de c. și mașinile clasice trebuie făcută, folosind aceleași genuri de procese și într-un caz și în celălalt. Dacă se consideră că toate procesele sînt reversibile și într-un caz și în celălalt, atunci randamentele trebuie să fie egale. Dacă se admite în mașina termică că numai arderea este ireversibilă, iar ciclul ei este reversibil, atunci la prima vedere s-ar părea că balanța atîrnă mult în favoarea p. de c. În realitate, lucrurile nu stau așa. Adesea, specialistul în mașini termice este tentat să atribuie drept cauză principală a randamentului relativ scăzut al acestora ireversibilitatea arderii. Dacă se consideră, de exemplu, un motor cu ardere internă cu temperatura maximă $T_{SC}=2\,500$ K și $T_{SK}=300$ K, rezultă un randament al ciclului Carnot $\eta_{tc}=1-\frac{300}{2\,500}=0{,}88$, care este perfect comparabil cu randamentul teoretic reversibil al pilei de combustie H_2/O_2 care, conform tabelei P.9, este 83% (cînd apa se evacuează lichidă) și 94% (cînd apa se evacuează în stare de vapori).

În consecință, principalele motive pentru care în mașini termice nu se obțin randamente ridicate sînt:

— nu se dispune de materiale care să reziste la temperaturi de ardere de 2 000…3 000°K și atunci, în mod intenționat, trebuie să fie, coborîtă temperatura sursei calde;

— existența ireversibilităților interne și externe (frecare, schimb de călduri gaze perfecte-cilindru la diferențe finite de tempera-

Tabelul P.10

Comparație între mașinile termice și pilele de combustie din punct de vedere al randamentului

Tipul instalației	T_{SC} [K]	T_0 [K]	η_c [%]	η_{irev} [%]	$\eta_{efectiv}$ [%]
Motor cu benzină	2 500	300	88	23—28	21—28
Motor Diesel	2 200	300	87	34—52	30—45
Instalație cu turbine cu gaze	1 300	300	77	26—52	20—40
	1 700	300	82	43	35
Instalație cu turbine cu abur	în focarul cazanului 900	300	67	60	40
Instalație cu turbine cu abur nucleară	în reactorul nuclear				70—80
Centrala electrică cu termoficare					
Pila de combustie	$\eta_{H_2O\ lichid}$ = 83% rev	—	nu are sens	24—60	20—50
H_2+O_2	$\eta_{H_2O\ vapori}$ = 94%	—	nu are sens	21—53	

tură, laminare, amestecare, umplere și golire cilindru etc.).

O comparație centralizată între mașinile termice și p. de c. din punctul de vedere al randamentului, se prezintă în tabelul P.10. Prin η_{rev} s-a notat raportul între $\eta_{efectiv}$ și η_C. El exprimă măsura cu care ciclul respectiv se abate de la ciclul Carnot, datorită pierderilor prin ireversibilitate (internă și externă). Se constată că, deocamdată, p. de c., numai în situația în care au randamentul efectiv maximal de 50%, sînt ușor superioare motoarelor diesel (45%) și instalațiilor de turbine cu abur nucleare (40%). În cazul limitei inferioare a randamentului (20%) al pierderilor de combustie, acestea se plasează sub motorul diesel (30%), sub instalațiile de turbine cu abur clasice (cu combustibili fosili) și mult sub cele cu combustibil nuclear (40%). Valoarea de 20% este, în schimb, comparabilă cu limita inferioară a randamentului motorului cu benzină (21%) și la unele instalații de turbine cu gaze fără recuperare (20%).

Se definește ca pilă de combustibil, o celulă galvanică, în care se găsește un combustibil solid, lichid sau gazos, care furnizează energie electrică, ca urmare a unor reacții electrochimice. Părțile componente ale pilei sînt doi electrozi poroși (anodul și catodul) separați de un electrolit. Carbonul care formează anodul este oxidat (ars) de oxigenul format la catod. Reacția de transformare este $C+O_2=CO_2+$ +energie. Pentru ca reacția să fie posibilă, este necesar ca fiecare atom de carbon să elibereze patru electroni, creînd, în felul acesta ioni de carbon cu patru sarcini pozitive. Atomii de oxigen se atașează de electroni și, ca urmare, capătă o sarcină negativă. Ionii de sarcini diferite se combină, dînd naștere la CO_2. Deci, principiul de funcționare se bazează pe transferul de electroni dintre carbon și oxigen.

De exemplu, pentru o pilă H_2/O_2, variația de entalpie și entropie molară, în cazul unei arderi stoichiometrice este:

$$\Delta^r h = \Sigma \nu_h = -h_{H_2} - \frac{1}{2} h_{O_2} + h_{H_2O}$$

$$\Delta^r S = \Sigma \nu_s = -S_{H_2} - \frac{1}{2} S_{O_2} + S_{H_2O},$$

în care ν este coeficientul stoichiometric, negativ pentru substanțele ce dispar și pozitiv pentru cele ce apar.

Asupra procesului din pila de combustibil influențează puternic presiunea și temperatura la care el se desfășoară.

Randamentul pilei de combustibil este dat de raportul dintre energia electrică obținută (E_{el}) pe cale reversibilă și variația de entalpie a procesului ireversibil. Deci:

$$\eta_{pila} = \frac{E_{el}}{\Delta H} = \frac{\Delta^r H - T\Delta^r S}{\Delta^r H} = 1 \frac{T\Delta^r S}{\Delta^r H}.$$

Variația de entropie, $\Delta^\circ S = \nu_s$, poate avea valori pozitive sau negative, după semnul lui ν_s. Deci, dacă numărul de molecule ale corpului gazos crește în reacție, ΔS va fi pozitiv, ca de exemplu, în cazul $2C+O \rightarrow 2CO$. Dacă numărul de molecule scade, ca în cazul $H_2+1/2O_2 \rightarrow$ $\rightarrow H_2O$, atunci ΔS va fi negativ.

Deoarece $\Delta^r H$ este întotdeauna negativ, înseamnă că randamentul reacției poate fi mai mare sau mai mic decît unitatea (după semnul lui $T\Delta^r S/\Delta^r H$).

Scanned with OKEN Scanner

În cazul pilelor cu temperatura de lucru ridicată, se folosește ca electrolit carbonat alcalin topit între doi electrozi poroși metalici. Reacția de formare este:

$$CH_4+2O_2 \rightarrow CO_2+2H_2O.$$

Reacțiile ce au loc la catod sînt:

$$O_2+2CO_2+4e^- \rightarrow 2CO_2^{2-}.$$

Oxigenul și CO_2 introduși în pilă produc ioni negativi de CO_2 ce traversează electrolitul spre anod. Reacțiile de la anod sînt:

$$H_2+CO_2^{2-} \rightarrow H_2O+CO_2+2e^-$$

$$CO+CO_2^{2-} \rightarrow 2CO_2+2e^-.$$

Aceste reacții electrochimice duc la următoarele reacții chimice:

$$CH_4+H_2O \rightarrow CO+3H_2,$$

$$CO+H_2O \rightarrow CO_2+H_2.$$

În cazul pilelor de combustibil cu temperatură joasă, cele mai cunoscute sînt cele la care electrozii sînt din grafit poros (peste 100 000 pori/cm^2), iar electrolitul o soluție apoasă de KOH. Reacțiile au loc la temperaturi de circa 80°C și sînt:

— la anod $2H_2 \rightarrow 4H^+ + 4e^-$;

— la catod $O_2+4e^- \rightarrow 2O^{2-}$.

Presiunea de lucru în pilă este de circa 2 bar.

PILĂ TERMOELECTRICĂ. Dispozitiv de obținere a energiei electrice, bazat pe efecte termoelectrice, în principal, pe efectul Seebeck. Fenomenul de apariție a unei tensiuni electromotoare (E) într-un circuit format din două metale sau semiconductoare, în cazul în care între cele două puncte de îmbinare a lor (joncțiuni) se stabilește o diferență de temperatură ΔT, se numește *efect Seebeck*. Diferența de potențial care apare între cele două joncțiuni este proporțională cu diferența de temperatură. Coeficientul de proporționalitate poartă numele de *coeficient Seebeck*, iar valoarea sa depinde de temperatură și caracterizează materialul respectiv:

$$\alpha=\lim_{\Delta T\rightarrow 0}(E/\Delta T). \quad [V/K].$$

Coeficienții Seebeck pentru metale sînt foarte mici în comparație cu semiconductoarele care au valori mult mai mari (de exemplu pentru siliciu $\alpha=415{,}6$ V/K).

Dacă la un semiconductor de tip p, cu coeficient Seebeck α_{scd}, se menține extremitatea din stînga la o temperatură T_1, iar cea din dreapta la o temperatură $T_2<T_1$ (Fig. P.22),

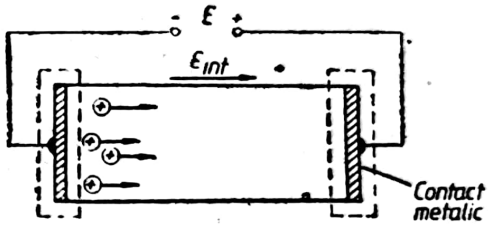


Fig. P.22. Producerea tensiunii electromotoare la o pilă termoelectrică.

atașînd două contacte din același metal cu coeficient Seebeck α_{met}, la bornele circuitului exterior se crează o t.e.m. avînd valoarea:

$$E=(\alpha_{scd}-\alpha_{met})\Delta T \quad [<$$

unde $\Delta T=T_1-T_2$ și, deoarece $\alpha_{scd} \gg \alpha_{met}$,

$$E \approx \alpha\, \Delta T \quad [V].$$

O p.t. cu semiconductoare are structura schematizată din fig. P.23 *a*, fiind formată din două corpuri semiconductoare, unul de tip n, celălalt de tip p, în legătură termică și electrică prin intermediul unor electrozi metalici. Unul dintre electrozi constituie joncțiunea caldă menținută la temperatura $T_1=T_c$ cu o sursă de căldură (gaze, radioizotopi combustibili nucleari, energie solară). Celălalt

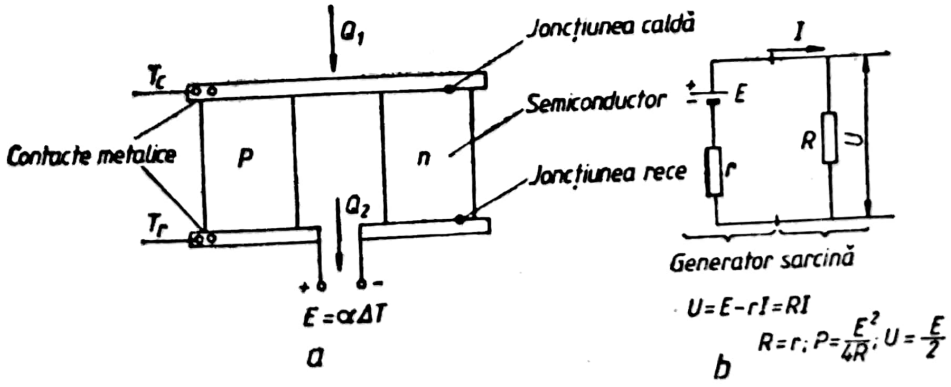


Fig. P.23. Pila termoelectrică cu semiconductoare.

electrod este joncțiunea rece, menținută la temperatura $T_2 = T_r < T_1$ (cu ajutorul unei surse reci). Efectul Seebeck conduce la apariția unei t.e.m. proporțională cu diferența de temperatură $\Delta T = T_c - T_r = T_1 - T_2$.

P.t. este echivalentă unui generator electric E, de rezistență internă r (Fig. P.23 *b*) ce poate furniza puterea electrică $P = UI$ unei rezistențe de sarcină R, dacă se menține diferența de temperatură ΔT. Pentru aceasta, joncțiunea caldă primește fluxul termic Q_1, iar la joncțiunea rece se cedează fluxul termic Q_2. Puterea maximă P se obține la adaptarea generatorului cu sarcina ($r = R$), cînd $P_{max} = E^2/4r$.

Randamentul maxim al termocuplului este:

$$\eta_{max} = P_{max}/Q_1.$$

Se poate arăta că, dacă $T_m = 0{,}5\ (T_1 + T_2)$, atunci:

$$\eta_{max} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} f(Z \cdot T_m) = \eta_c f(Z \cdot T_m).$$

Randamentul este, deci proporțional cu randamentul ciclului Carnot $\eta_c = 1 - (T_2/T_1)$, corespunzător temperaturilor T_1 și T_2 și cu o funcție f de produsul $Z \cdot T_m$ dintre temperatura medie T_m și așa-numitul *factor de calitate al semiconductorului* Z. Acest factor depinde numai de proprietățile semiconductorului ($Z = \alpha^2/\rho\lambda$, unde α este coeficientul lui Seebeck, ρ — rezistivitatea electrică, iar λ — conductivitatea termică a semiconductorului). Un semiconductor este cu atît mai bun pentru conversia termoelectrică, cu cît are Z mai mare și rezistă la temperaturi mai ridicate.

Semiconductoarele utilizate pentru **p.t.** sînt realizate cu siliciu sau germaniu, care au rezistență mecanică mare și coeficient de dilatare termică mic, permițînd funcționarea la temperaturi ridicate. De asemenea, sînt folosite și alte materiale semiconductoare: antimoniura de iridiu (Ir.Sb), arseniura de iridiu (Ir.As), arseniura de galiu (Ga.As).

Pentru materialele folosite pînă acum s-au obținut factori de calitate $Z \approx 10^{-3}$ 1/°C și se tinde ca, prin cercetări în domeniul materialelor semiconductoare, să se obțină materiale cu factori de calitate $Z \approx 10^{-2}$ 1/°C, în care caz performanțele **p.t.** pot deveni competitive cu cele ale generatoarelor clasice.

Din punctul de vedere al realizărilor constructive ale **p.t.**, se urmărește înserierea termoelementelor (Fig. P.24 *a*) pentru mărirea tensiunii de funcționare la valori uzuale și micșorarea pe cît posibil a pierderilor de căldură, deci pentru o creștere a randamentului (Fig. P.24 *b*). Instalațiile termoelectrice au, în general, un cost ridicat din cauza materialelor semiconductoare dificil de realizat.

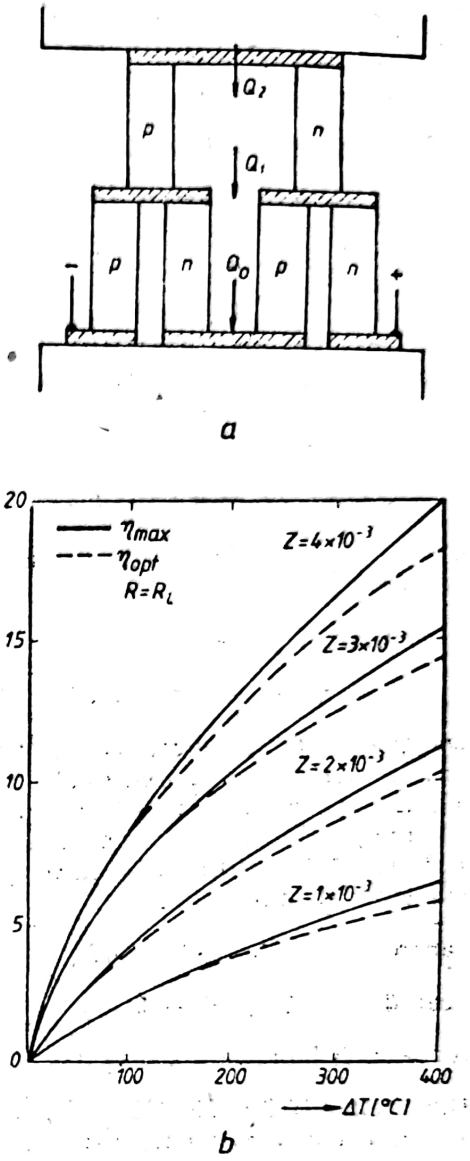


Fig. P.24. Înserierea termoelementelor (*a*) și variația rnadamentului cu temperatura (*b*) la o pilă termoelectrică.

P.t. au un domeniu larg de aplicare în echipamente care trebuie să funcționeze timp îndelungat fără aport continuu de energie primară (instalații spațiale, instalații în regiuni greu accesibile). În domeniul puterilor mici (între 1 și 1 000 W), **p.t.** folosind combustibili gazoși sînt mai economice decît instalațiile clasice.

Randamentul generatoarelor termoelectrice în funcțiune a ajuns la valori de 16—18% și este în continuă creștere prin îmbunătățirea calității materialelor semiconductoare și termoizolante. Se urmărește mărirea puterii generatoarelor termoelectrice datorită avantajelor lor deosebite privind autonomia de funcț mare și fiabilitatea.

PIROLIZĂ. Proces de descompunere termică la temperaturi ridicate (cîteva sute de grade) a compușilor organici. Procesul se dato-

Scanned with OKEN Scanner

reşte ruperii, sub acţiunea energiei termice, a unor legături covalente; procesul este endoterm. Energia absorbită trebuie să fie mai mare decît energia legăturii covalente care se rupe. Importanţă industrială o au: p. huilei pentru obţinerea cocsului, cracarea termică a petrolului sau fracţiunilor de petrol etc.

PIROMETRU. Aparat utilizat pentru măsurarea temperaturii corpurilor solide şi a gazelor luminoase calde, bazat pe proprietatea acestora de a emite radiaţii în domeniul vizibil şi infraroşu, cu o intensitate crescătoare cu temperatura.

P. fotometric. Determină temperatura prin compararea luminozităţii corpului studiat cu cea a unei surse auxiliare.

P. optic (cu filament) (Fig. P.25) este cel mai cunoscut din această categorie.

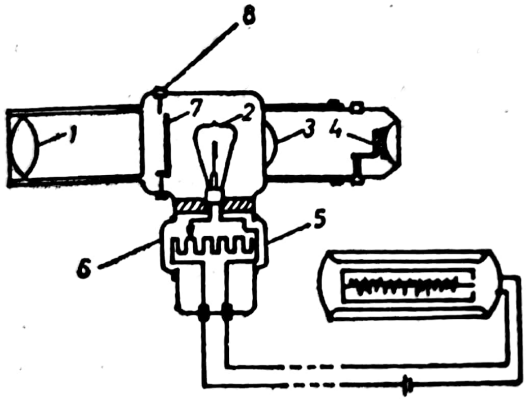


Fig. P.25. Pirometru optic:
1 — obiectiv; *2* — bec; *3* — ocular; *4* — filtru roşu; *5* — potenţiometru; *6* — tambur; *7* — filtru de lumină; *8* — pirghie de acţionare.

Radiaţiile emise de suprafaţa incandescentă supusă măsurării se suprapun peste cele ale filamentului incandescent (de cărbune sau wolfram). Prin filtrul roşu *4* sînt lăsate să treacă numai radiaţiile cu lungimea de undă de 0,65 m. Prin intermediul potenţiometrului *5* se variază intensitatea curentului electric în circuitul filamentului pînă cînd imaginea acestuia nu se mai distinge clar pe fondul radiaţiilor venite de la suprafaţa cercetată; radiaţiile supuse comparaţiei avînd aceeaşi intensitate, pe scala aparatului se poate citi în acest moment direct temperatura. Precizia măsurătorilor este de ±1% în domeniul 1 000—1 400°C şi mai slabă în rest.

Pentru măsurători la temperaturi de peste 1 400°C aparatul este dotat cu un filtru suplimentar 7, la folosirea căruia temperatura se citeşte pe o scală separată.

P. Wanner (Fig. P.26). Face parte tot din categoria p. fotometrice. El descompune

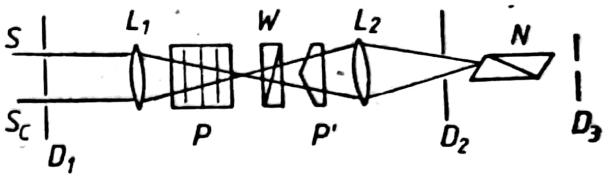


Fig. P.26. Pirometru Wanner:
S — sursa cercetată; *S* — sursa de comparaţie; L_1, L_2 — lentile; *P* — prisme de dispersie; *P'* — biprismă pentru suprapunerea liniilor spectrale; *W* — prismă polarizoare Wollasten; *N* — nicol; D_1, D_2, D_3 — diafragme.

spectral, cu ajutorul unei prisme, radiaţiile venite de la suprafaţa cercetată şi de la sursa auxiliară, comparîndu-le pe lungimea de undă a radiaţiei roşii a hidrogenului (λ=0,65 m).

P. cu radiaţie totală (Fig. P.27). Concentrează radiaţiile nedescompuse spectral

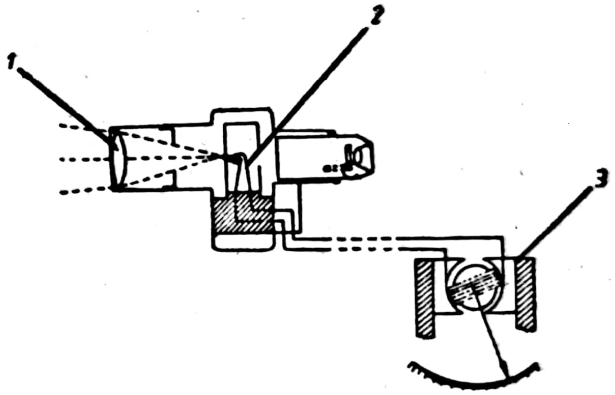


Fig. P.27. Pirometru cu radiaţie totală:
1 — obiectiv; *2* — termocuplu; *3* — aparatul de măsură.

(totale), recepţionate de la suprafaţa cercetată, prin lipitura caldă (joncţiunea de măsură) a unui termocuplu. Semnalul electric obţinut este măsurat şi afişat (analogic sau digital). Etalonarea aparatului se face prin comparaţie cu surse de temperatură cunoscută. Rezultatele măsurătorilor sînt adesea mai precise decît cele efectuate prin contact direct, cu termocuplul, în acelaşi domeniu de temperaturi. La realizări recente, al căror domeniu de utilizare este cuprins între temperaturile —20°C şi 2 000°C, precizia măsurătorilor este de ±1% din valoarea maximă a domeniului de măsură al aparatului.

Domeniile de utilizare ale p. sînt diverse: investigaţii biomedicale, energetică, metalurgie, electronică şi domenii în care sînt necesare măsurători de temperatură rapide şi de la distanţă (de pînă la cîţiva metri, în funcţie de permeabilitatea mediului la radiaţii).

PISTON. Organ mobil al maşinilor termice cu mişcare alternativă, care se deplasează în interiorul unui cilindru, avînd rolul esenţial de

Scanned with OKEN Scanner

a pune fluidul motor în situaţia de a lucra conform ciclului de funcţionare al maşinii (motoare cu ardere internă, compresoare, maşini cu abur, pompe). Pentru realizarea misiunii specificate, **p.**, împreună cu organele cu care este asamblat (segmenţii şi axul **p.**) îndeplineşte următoarele funcţiuni:

— asigură etanşarea cilindrului (împiedică ieşirea gazelor din cilindru şi pătrunderea uleiului din carter în spaţiul de lucru); scăpările de gaze din spaţiul de lucru determină micşorarea puterii maşinii, iar pătrunderea uleiului în acest spaţiu conduce la deficienţe în funcţionare (în cazul motoarelor cu ardere internă se produce cocsificarea uleiului, în urma contactului prelungit cu gazele arse, respectiv se formează depuneri de cocs pe **p.** şi pe cilindru, care împiedică transmiterea căldurii, crescînd nivelul solicitărilor termice; depunerile de cocs în camera de ardere reprezintă pete calde care pot da naştere aprinderilor premature, iar la motoarele cu aprindere prin scînteie favorizează apariţia detonaţiei; depunerile de cocs pe electrozii bujiei la motoarele cu aprindere prin scînteie sau pe acul injectorului la motoarele diesel, conduc la aprinderi neregulate sau la scoaterea din funcţiune a cilindrului; depunerile de cocs pe segmenţi pot produce blocarea acestora, creşterea consumului de ulei, respectiv micşorarea economicităţii motorului sau chiar griparea **p.**) (v. Gripare);

— ghidează piciorul bielei în cilindru (la motoarele fără cap de cruce); transmite bielei rezultanta forţei de presiune a gazelor (Fig. P.28),

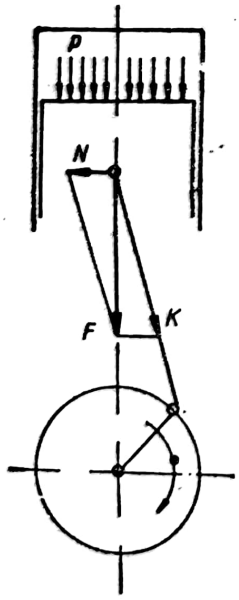


Fig. P.28. Echilibrul forţelor care acţionează asupra pistonului şi a bielei: *p* — presiunea gazelor în cilindru; *F* — rezultanta forţelor de presiune a gazelor şi de inerţie a maselor în mişcare de translaţie (piston, ax piston, segmenţi şi masa bielei care participă la mişcarea de translaţie); *N* — forţa normală pe suprafaţă cilindrului; *K* — forţa care acţionează asupra bielei.

realizînd astfel transmiterea lucrului mecanic la agregatul antrenat;

— asigură evacuarea unei părţi a căldurii dezvoltate în spaţiul de lucru spre cilindru;

— la unele motoare cu ardere internă (în special motoare diesel) conţine, parţial sau total, camera de ardere; la motoarele în doi timpi este şi organ de distribuţie (v. Admisie; Motor cu ardere internă); iar dacă baleiajul are loc prin carter, au şi rolul de compresor;

P. este compus din următoarele părţi (Fig. P.29): capul **p.** (partea superioară, care

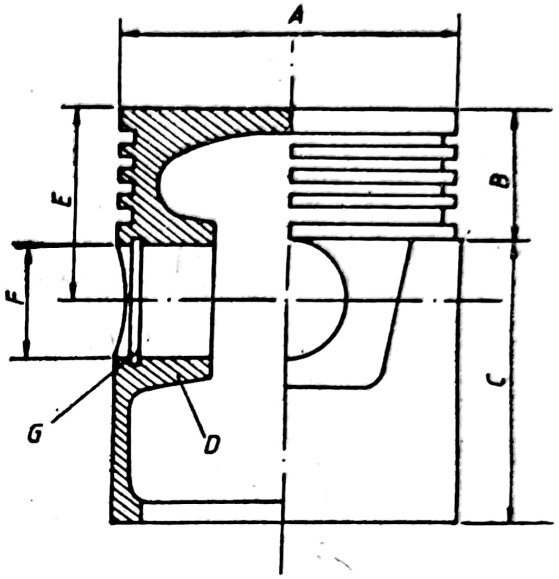


Fig. P.29. Părţile componente ale pistonului: *A* — capul pistonului; *B* — zona portsegmenţi; *C* — mantaua; *D* — umerii; *E* — înălţimea de compresie; *F* — locaşul axului pistonului; *G* — canal pentru inelul de siguranţă al axului pistonului.

este în contact cu gazele din cilindru), zona portsegmenţi (partea **p.** prevăzută în canale în care se montează segmenţii), mantaua (care ghidează **p.** în cilindru) şi umerii **p.** (manşoane solidare cu mantaua în care se montează axul **p.**) În cazul motoarelor diesel la care **p.** suportă solicitări termice ridicate (motoare navale semirapide în patru timpi, motoare rapide pentru tracţiunea feroviară sau pentru tancuri, în patru timpi şi motoare lente, navale sau stabile, în doi timpi), **p.** se execută din mai multe piese: capul (din oţel sau fontă), corpul (din aliaje de aluminiu sau fontă) şi elementele de asamblare (şuruburi din oţel), conform figurilor P.35 şi P.39.

Tipuri şi soluţii constructive:

a) **P. pentru motoare cu ardere internă**

La motoarele cu aprindere prin scînteie, capul **p.** se execută concav, convex sau plan (Fig. P.30 *a*, *b*, *c*), ultima soluţie fiind preferenţială în cazul motoarelor de autovehicul de serie mare datorită simplităţii construcţiei. În unele cazuri, capul **p.** este asimetric (Fig. P.30 *d*, *e*, *f*) pentru a realiza o anumită formă a camerei de ardere sau pentru a imprima fluidului proaspăt o mişcare turbulentă. La motoarele în doi timpi, capul **p.** este prevăzut cu deflec-

Scanned with OKEN Scanner

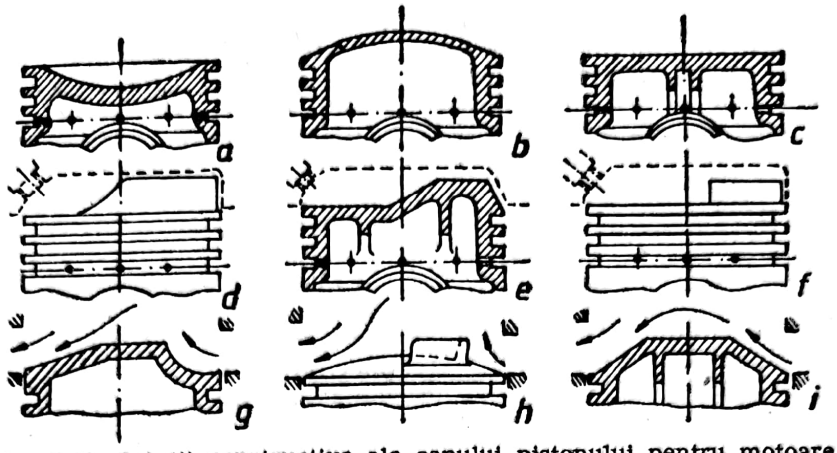


Fig. P.30. Soluții constructive ale capului pistonului pentru motoare cu aprindere prin scînteie.

toare (Fig. P.30 *g*, h, i), care dirijează convenabil curentul de fluid proaspăt.

La motoarele diesel rapide și semirapide, capul p. are o formă mai complicată, deoarece p. conține, parțial sau total, camera de ardere. De asemenea, din cauza temperaturilor ridicate dezvoltate în camerele de ardere ale motoarelor diesel, p. trebuie să împiedice contactul între jetul de combustibil și pereții cilindrului pentru a evita arderea uleiului și pătrunderea combustibilului nears în carter. În figura P.31 sînt prezentate soluții constructive care îndeplinesc dezideratele menționate.

Zona portsegmenți, pentru toate tipurile de motoare cu p. monobloc, are forma unui manșon cilindric, solidar cu capul și, respectiv, mantaua p. (Fig. P.29). În cazul p. compuse, zona portsegmenți este solidară, parțial sau total, cu capul p., legătura cu mantaua fiind realizată prin șuruburi (Fig. P.39 și P.36).

Canalele de segmenți (în general, 3 segmenți de compresie și un segment de ungere) sînt plasate în partea inferioară a zonei (Fig. P.29). Se prevede o distanță între capul p. și primul segment mai mare decît distanța între segmenți. Această practică urmărește micșorarea solicitărilor termice și mecanice ale primului segment, respectiv micșorarea uzurii segmenților și cilindrului. Zona portsegmenți, fiind situată în apropierea capului p., suportă temperaturi foarte înalte. Regimul termic ridicat favorizează tendința de gripare (în special la primul segment) și poate conduce la micșorarea proprietăților mecanice ale materialului p. (în general, aliaje de aluminiu). În vederea evitării acestor dezavantaje, la motoarele avînd regimuri termice ridicate, zona portsegmenți se execută, total sau parțial, din inele de oțel inserate în p., prin turnare sau fretare (Fig. P.32).

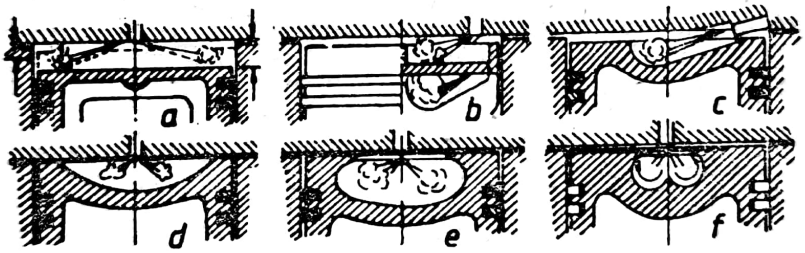


Fig. P.31. Soluții constructive ale capului pistonului pentru motoare diesel.

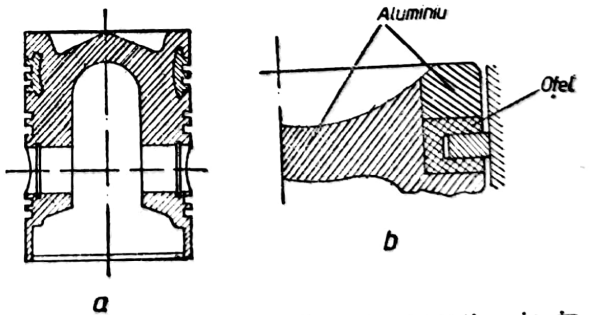


Fig. P.32. Execuția zonei portsegmenți prin inserții din oțel:

a — Inserție care conține segmenții de compresie, realizată prin turnare; *b* — Inserție care conține primul segment de compresie, realizată prin fretare.

Soluția prezintă dezavantajul creșterii prețului de cost al fabricației.

O soluție constructivă de compensare a dilatărilor neegale în lungul p. constă în pre-

Scanned with OKEN Scanner

lucrarea conică sau în trepte a capului și zonei portsegmenți, asociată cu prelucrarea mantalei în dreptul capetelor axului p. la o dimensiune mai redusă (operația se numește detalonare), pentru a permite dilatarea masei mari de material a umerilor p. (Fig. P.33). Zona detalonată

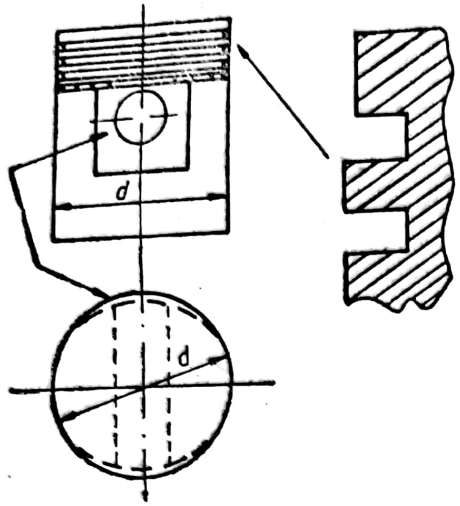


Fig. P.33. Profilul unui piston pentru motor cu aprindere prin scînteie:
d — diametrul nominal.

nu împietează asupra condițiilor de funcționare a p., neavînd rol de transmitere de forțe (forța normală nu acționează în această zonă).

Mantaua p. are forma unui manșon cilindric solidar, în general, cu zona portsegmenți (Fig. P.29).

Soluții constructive ale mantalei sînt prezentate în cadrul termenilor M a n t a de p. și F a n t ă.

Umerii p. au forma unor manșoane cilindrice încastrate, în general, în pereții mantalei. În regiunea de încastrare în manta se prevăd racordări largi ale umerilor, pentru evitarea concentrării tensiunilor (Fig. P.29). În cazurile în care mantaua este separată de portsegmenți,

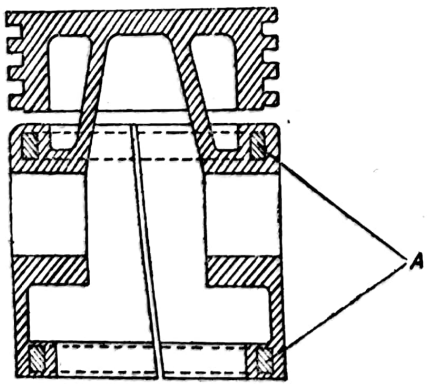


Fig. P.34. Piston cu manta elastică separată de portsegmenți:
A — inele de invar, înglobate la turnare, pentru realizarea unei dilatări uniforme în timpul funcționării.

umerii se leagă direct de capul p. prin nervuri (Fig. P.34). La extremitățile umerilor se prelucrează canale în care se montează siguranțele axului p. (Fig. P.29).

Construcția p. motoarelor lente este, în general, similară cu cea a motoarelor rapide și semirapide. Problemele constructive specifice p. acestor motoare, determinate de regimurile termice ridicate în funcționare și de dimensiunile mari, sînt următoarele:

— evacuarea eficace a căldurii primită de p.;

— dilatarea independentă a părților componente ale p.;

— posibilitatea înlocuirii capului p. (capul p. reprezintă o sursă continuă de defecțiuni, prin fisurare și trebuie înlocuit fără demontarea întregului motor, operație complicată și costisitoare).

În figurile P.35 și P.36 sînt prezentate două exemple de soluții constructive care satisfac

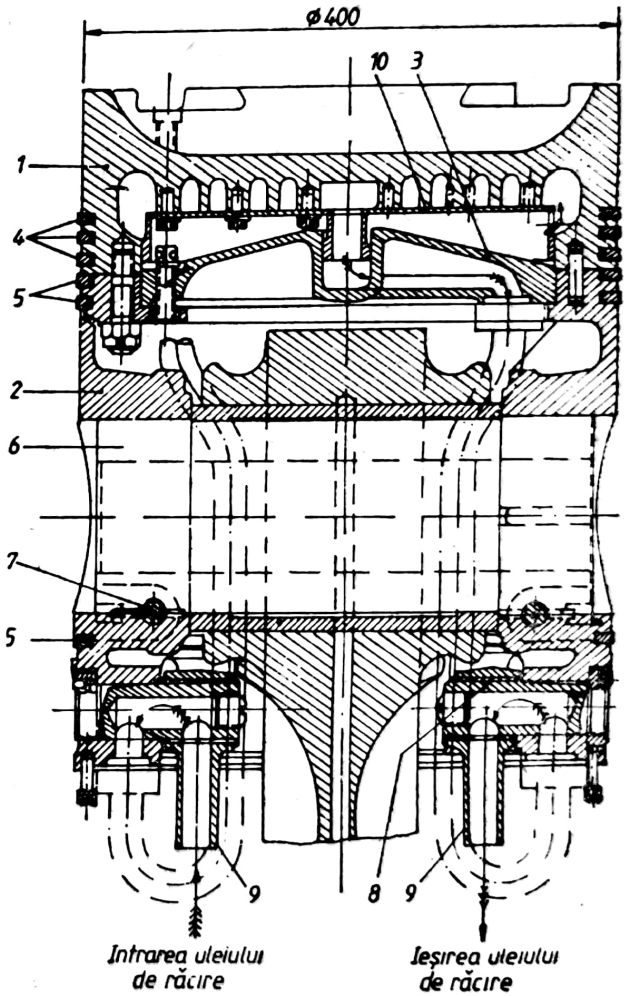


Fig. P.35. Secțiune în pistonul unui motor diesel lent stabil fără cap de cruce, răcit cu ulei sub presiune:
1 — capul pistonului (oțel); *2* — mantaua (fontă); *3* — capac; *4* — segmenți de compresie; *5* — segmenți de ungere; *6* — axul pistonului; *7* — pene de fixare a axului pistonului; *8* — fus de articulație; *9* — țevi articulate; *10* — capac.

Scanned with OKEN Scanner

deziderateleor menționate. Fig. P.35 reprezintă un p. avînd capul din oțel și mantaua din fontă, asamblarea fiind realizată prin șuruburi. Dilatările neegale ale celor două piese, ca urmare a regimurilor diferite de temperatură, conduc la menținerea unui joc constant al asamblului p. în timpul funcționării. Pe suprafața interioară a capului p. sînt prevăzute nervuri care măresc eficiența transmiterii căldurii. Pentru evacuarea căldurii dezvoltate în camera de ardere, p. este răcit cu ulei sub presiune, în circuit închis. Uleiul circulă în capul p. prin spațiile dintre nervuri și, respectiv, capacul *10*. În scopul evitării contactului între uleiul din carter, barbotat de bielă, și capul fierbinte al p., deasupra piciorului bielei este montat capacul *3*.

Soluția din Fig. P.36 reprezintă p. unui motor diesel lent, în 2 timpi, cu cap de cruce.

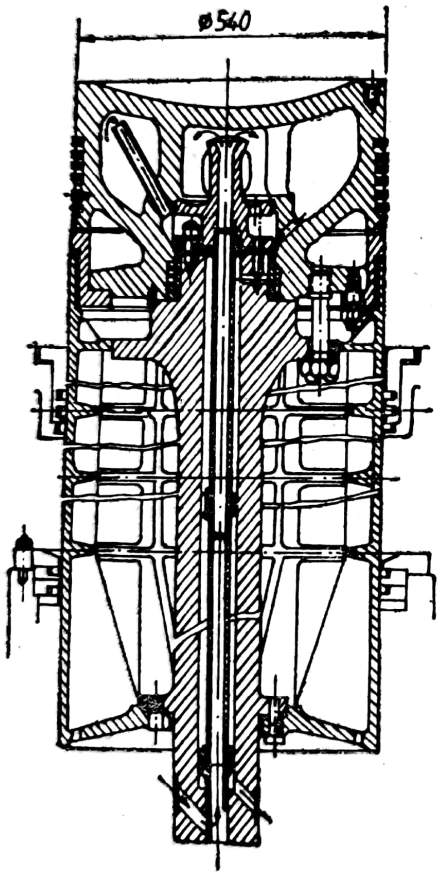


Fig. P.36. Piston de motor diesel lent, în doi timpi, cu cap de cruce.

Asamblarea corpului (turnat din oțel) cu mantaua (din fontă) este realizată prin intermediul unor nervuri, care leagă capul direct de tija p. La motoarele cu cap de cruce, mantaua p. nu transmite forța normală (v. Cap de cruce), ea avînd rolul de a comanda ferestrele de baleiaj și de evacuare, în cazul motoarelor în 2 timpi. La motoarele cu cap de cruce în 4 timpi, mantaua lipsește, capul p. fiind legat direct de capul de cruce.

Sisteme de răcire a p. motoarelor cu ardere internă

La motoarele cu aprindere prin scînteie, regimul termic moderat al p. nu pretinde sisteme de răcire speciale. În cazul motoarelor diesel, solicitarea termică a p. devine apreciabilă, fiind necesară prevederea unor sisteme speciale de răcire. Soluțiile de răcire ale p., utilizate în construcția motoarelor diesel rapide și semirapide (pentru tracțiune feroviară, propulsie navală, tancuri și instalații de foraj), sînt următoarele:

— stropirea suprafeței interioare a p. cu jet de ulei sub presiune prin duze practicate în piciorul bielei sau în carter;

— circulația forțată a uleiului în capul p. prin serpentine înglobată în p. la turnare (Fig. P.37);

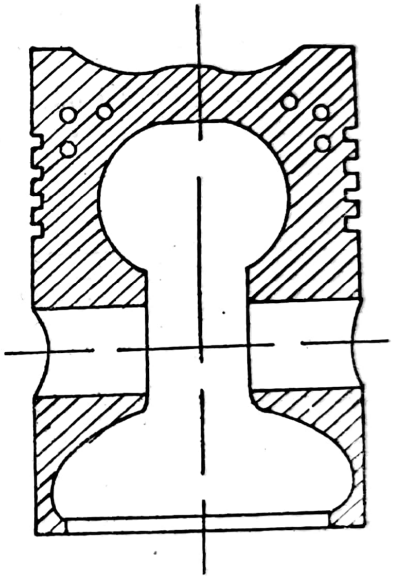


Fig. P.37. Piston monobloc de motor diesel semirapid, răcit prin serpentină cu ulei sub presiune.

— circulația forțată a uleiului în capul p. prin serpentină înglobată în p. la turnare (Fig. P.37);

— canal sau cameră circulară de răcire în capul p., cu circulație forțată a uleiului; soluția poate fi aplicată pe p. monobloc (Fig. P.38) sau poate fi realizată prin p. compus din două piese (Fig. P.39).

Utilizarea unei anumite soluții de răcire depinde de nivelul solicitării termice specifice (v. Solicitare termică specifică a pistonului) și de mărimea p. (din punctul de vedere al posibilităților constructive și tehnologice de realizare a soluției).

Scanned with OKEN Scanner

La motoarele diesel lente (stabile sau pentru propulsie navală), sînt prevăzute instalaţii de răcire a p. cu apă sau ulei. Răcirea cu apă

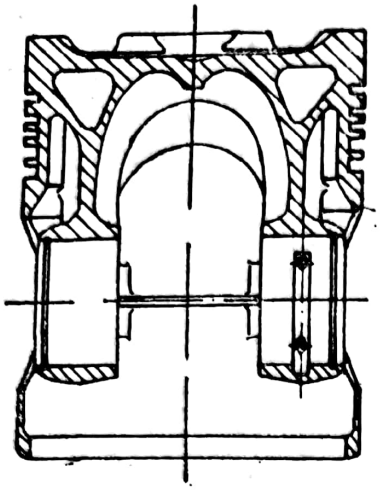


Fig. P.38. Piston monobloc de motor diesel semirapid, cu camere de răcire şi circulaţie forţată a uleiului.

este mai eficace, însă este mai puţin utilizată, deoarece reclamă o etanşare perfectă pentru evitarea pătrunderii apei în carter.

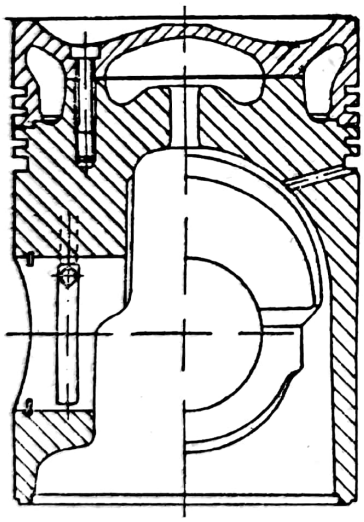


Fig. P.39. Piston compus din două piese (cap din oţel şi corp din aluminiu, asamblate prin şuruburi), cu camere de răcire şi circulaţie forţată a uleiului.

În fig. P.40, este prezentată o instalaţie de răcire pentru un p. de motor diesel stabil, în 2 timpi. Răcirea p. este realizată prin circulaţia forţată a uleiului din rezervorul de ulei *10*, prin ţevile telescopice *7* şi *8*, care conduc uleiul în capul p.

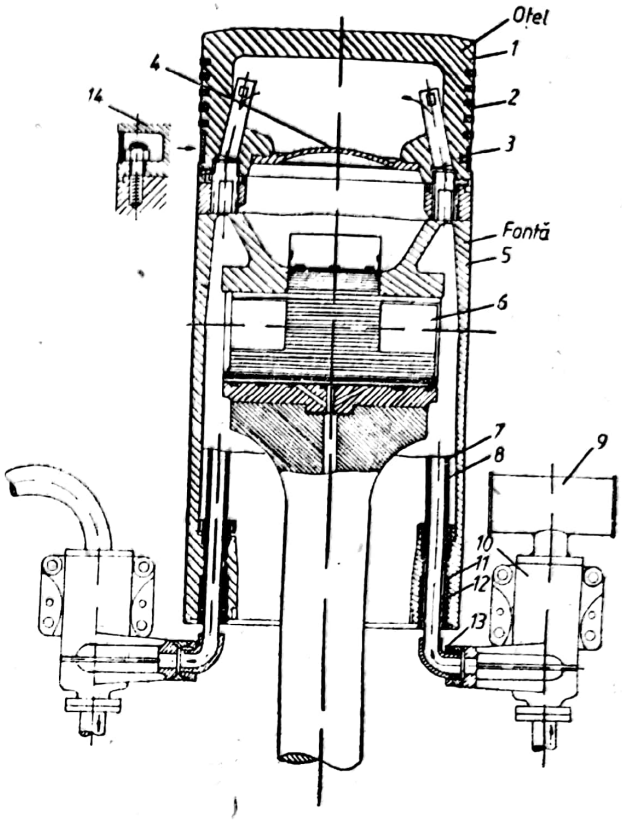


Fig. P.40. Instalaţie de răcire cu ulei a pistonului unui motor diesel lent, stabil, în doi timpi:

1 — capul pistonului; *2* — segmenţi; *3* — inel de închidere a locaşului şuruburilor de asamblare a capului de manta; *4* — capac de etanşare a spaţiului de răcire; *5* — mantaua pistonului; *6* — axul pistonului; *7* — ţeavă telescopică mobilă; *8* — ţeavă telescopică fixă; *9* — rezervor de aer; *10* — rezervor de ulei; *11* — manşon de ghidare al ţevii telescopice; *13* — articulaţie sferică a dispozitivului telescopic; *14* — şuruburi de asamblare ale capului de manta.

b) P. pentru compresoare

Construcţia p. pentru compresoare este, în general, asemănătoare cu cea a p. pentru motoare cu ardere internă. Deoarece rolul principal al acestor p. este cel de etanşare, capul p. este plat, iar numărul segmenţilor este mai mare (3—6). La compresoare pentru debite mari şi presiuni ridicate, p. este legat de capul de cruce, avînd forme speciale (Fig. P.41 *a*, *b*).

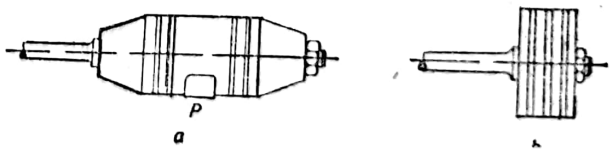


Fig. P.41. Soluţii constructive de pistoane de compresoare pentru debite mari şi presiuni ridicate:

P — patină de bronz.

Scanned with OKEN Scanner

c) P. pentru mașini cu abur

Soluția constructivă a p. mașinilor cu abur este în formă de disc circular, cu unul sau doi pereți care se fixează la capul sau la mijlocul tijei de transmitere a forțelor (Fig. P.42 *a*, *b*).

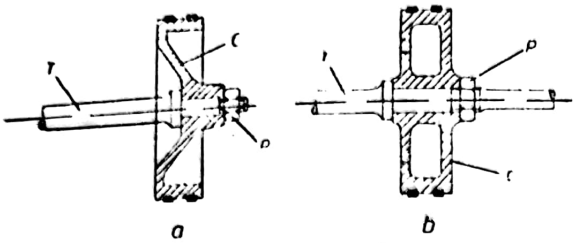


Fig. P.42. Soluții constructive de pistoane pentru mașini cu abur:

a — piston cu perete simplu; *b* — piston cu perete dublu; *c* — corpul pistonului; *P* — piuliță de fixare; *T* — tija de transmitere a forței.

Calculul p. constă, în general, în verificarea eforturilor de natură mecanică și de origine termică, în raport cu soluțiile constructive alese de proiectant. Dimensiunile principale ale p. motorului în patru timpi se determină pe bază de date statistice, conform tabelului P.11 și figurii P.43. Profilele longitudinal și

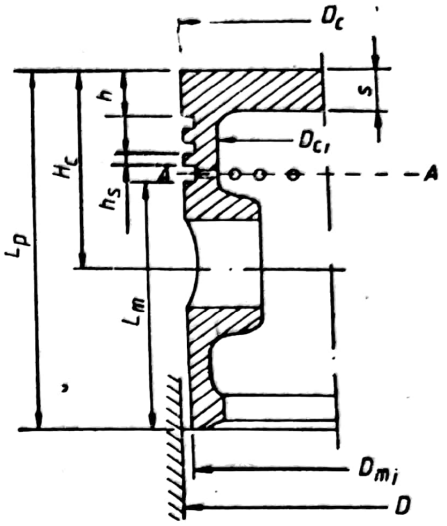


Fig. P.43. Dimensiunile principale ale pistonului:

D — diametrul cilindrului.

de evacuare a uleiului raclat de segmentul raclor. Această secțiune se verifică la compresiune cu relația (2).

Mantaua p. se verifică la presiunea specifică astfel încît aceasta să nu depășească o anumită

Tabelul P.11

Dimensiunile principale ale pistonului pentru motoare în patru timpi

Dimensiunea (Fig. P.43)	Motoare cu aprindere prin scînteie	Motoare diesel	
	D=65 . . . 100 mm	D=180 . . . 350 mm	D=90 . . . 180 mm
L_p — lungimea pistonului	(0,8 . . . 1,1) D	(0,8 . . . 1,5) D	(1,2 . . . 1,8) D
L_m — lungimea mantalei	(0,5 . . . 0,8) D	(0,5 . . . 1,0) D	(0,8 . . . 1,2) D
H_c — înălțimea de compresie	(0,5 . . . 0,7) D	(0,55 . . . 0,84) D	(0,7 . . . 1,1) D
h — înălțimea de protecție a primului segment	(0,06 . . . 0,12) D	(0,1 . . . 0,18) D	(0,15 . . . 0,22) D
h_s — înălțimea flancului	(0,035 . . . 0,045) D	(0,045 . . . 0,055) D	
hs_1 — înălțimea flancului primului segment	(1,0 . . . 1,2) h_s	(1,1 . . . 1,3) h_s	
s — grosimea capului	(0,08 . . . 0,1) D	(0,14 . . . 0,17) D	(0,15 . . . 0,2) D

radial ale p. se stabilesc în raport cu dilatările admise.

Relațiile de calcul pentru eforturile de natură mecanică sînt date în tabelul P.12.

Grosimea capului p. se verifică în ipoteza că acesta este o placă circulară încastrată pe contur, de grosime constantă, de diametru egal cu diametrul interior al capului p. și încărcată cu o sarcină uniform distribuită, dată de presiunea maximă a gazelor din cilindru. Efortul unitar maxim apare la extremitatea capului p. și se calculează cu relația (1) — tabel P.12.

Secțiunea *A-A* din zona ultimului segment de curgere este micșorată datorită orificiilor valoare, determinată convențional pentru prevenirea întreruperii filmului de ulei (relația 3). Forța normală maximă care acționează pe suprafața proiectată a mantalei pe un plan normal pe axa bolțului p. se calculează cu relația (4).

Diametrul capului p. se calculează astfel, încît la cap să existe un joc Σ, necesar formării filmului de ulei (relația 5).

Eforturile unitare de origine termică pot fi calculate acceptînd, de asemenea, anumite ipoteze simplificatoare:

— considerarea capului p. ca un disc străbătut de un flux termic cu repartizarea curbelor izoterme în funcție de procedeul de ardere

Scanned with OKEN Scanner

Relaţii de calcul pentru verificarea pistonului (conform fig. P.47) *Tabelul P.12*

Mărimea	Relaţia de calcul	Valoarea admisibilă [daN/mm²]
Efortul unitar radial la extremitatea capului pistonului	$\sigma_{r_c}=0{,}75(p_{max}-1)\left(\frac{D_{ct}}{2s}\right)^2$	Aluminiu — 200 . . . 300 Fontă — 400 . . . 450
Efortul unitar în secţiunea A—A	$\sigma_A=p_{max}\cdot\frac{\pi D^2}{4S_A}$	Aluminiu — 200 . . . 400 Fontă — 600 . . . 800
Presiunea specifică pe manta	$p_m=\frac{N_{max}}{DL_m-S_w}$ $N_{max}\approx(0{,}08\ldots0{,}12)p_{max}\frac{\pi D^2}{4}$	3 . . . 5 — motoare de autocamioane şi tractoare 4 . . . 7 — motoare de autoturisme 10 — motoare supraalimentate cu pistoane matriţate din aluminiu
Diametrul pistonului la montaj	$D_p=\frac{D[1+\alpha_c(t_c-t_0)]-\varepsilon}{1+\alpha_p(t_c-t_0)}$ $\varepsilon=(0{,}002\ldots0{,}003)D$	—

p_{max} — presiunea maximă a gazelor în cilindru; S_A — suprafaţa secţiunii reduse a pistonului (A—A); N_{max} — forţa normală maximă (Fig. P.28); S_w — suprafaţa proiectată a zonei evazate a mantalei; α_c — coeficientul de dilatare liniară al materialului cilindrului; t_c — temperatura de regim a cilindrului; t_0 — temperatura la care se face montajul; ε — jocul la cald, necesar formării filtrului de ulei; α_p — coeficientul de dilatare liniară al materialului pistonului; t_p — temperatura de regim a capului pistonului.

(considerarea unor anumite tipuri de variaţii de temperatură, în direcţiile radială şi axială);

— considerarea stării de tensiune creată prin încălzire ca o stare plană (grosimea discului este mică în raport cu diametrul).

Eforturile unitare totale rezultă prin însumarea, în zonele respective ale capului p., a eforturilor mecanice şi termice.

Fig. P.44. Determinarea eforturilor unitare de natură mecanică în capul pistonului prin fotoelasticitate.

În cazul p. compuse din două piese, destinate motoarelor diesel cu performanţe ridicate, arhitectura capului p. devine mai complicată datorită canalelor sau camerelor de răcire interioare (Fig. P.35, 36, 38, 39). Aplicarea, în aceste cazuri, a metodelor de calcul conţinînd ipoteze simplificatoare ar conduce, evident, la erori inacceptabile. În astfel de situaţii, este necesară utilizarea unor procedee de calcul adecvat. Eforturile unitare de natura mecanică pot fi calculate cu un grad de precizie satisfăcător prin metode avînd la bază determinări experimentale de fotoelasticitate, pe modele plane sau spaţiale din răşini epoxidice, care reproduc arhitectura p. studiat (Fig. P.44). O metodă care permite determinarea cu precizie ridicată a eforturilor unitare totale (mecanice+termice) este metoda elementelor de volum finite (Fig. P.45). Aplicarea metodei presupune cunoaşterea condiţiilor li-

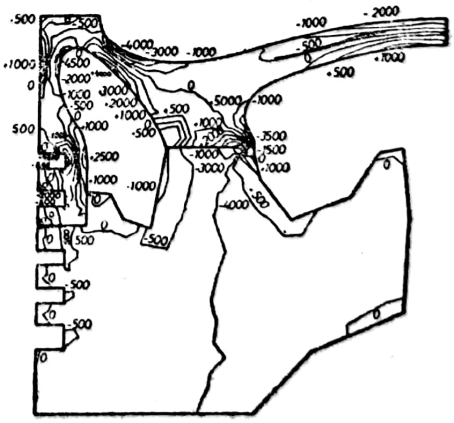


Fig. P.45. Determinarea eforturilor unitare totale (mecanice+termice) în piston prin metoda elementelor de volum finite.

Scanned with OKEN Scanner

mită pe conturul capului p., respectiv determinarea experimentală prealabilă a presiunii maxime a gazelor în camera de ardere și a variației temperaturii pe contur în condiții de funcționare a motorului.

Materiale pentru p.

Cerințele impuse materialelor utilizate la fabricația p. sînt multiple. Din punct de vedere funcțional, materialul trebuie să posede rezistență mecanică ridicată (care să nu scadă apreciabil la temperaturile înalte din funcționare), densitate mică, conductibilitate ridicată și coeficient de dilatare redus. Sub aspectul durabilității p. sînt necesare calități antifricțiune superioare și rezistență ridicată la oboseală. La alegerea materialului p. trebuie, de asemenea, să se ia în considerare cerințele tehnologiei de fabricație (calități favorabile privind turnarea, forjarea și prelucrabilitatea pe mașinile-unelte), precum și criteriul economicității (preț de cost redus, în special în cazul fabricației de serie mare).

P. se construiesc din aliaje ale diferitelor metale. Se utilizează aliaje grele (fontă, oțel) și aliaje ușoare (pe bază de aluminiu). Fonta pentru p. se aliază, în general, cu crom și nichel (pentru mărirea proprietăților mecanice) și cu fosfor (pentru mărirea fluidității la turnare). Oțelurile pentru p. se aliază cu elemente care ameliorează proprietățile antifricțiune (cupru). Aliajele grele prezintă avantajul unor caracteristici mecanice superioare, iar fonta are și calități bune antifricțiune (datorită prezenței grafitului liber). În schimb, densitatea mare și coeficientul scăzut de conductibilitate, le recomandă pentru motoare lente, de dimensiuni mari. Aliajele ușoare pentru p. se clasifică în următoarele grupe: aliaje aluminiu-cupru (duraluminiu) aliaje aluniu-cupru-nichel (aliaje Y) și aliaje aluminiu-siliciu (silumin). Aliajele aluminiu-cupru, caracterizate prin rezistență bună la uzură și coroziune și conductibilitate ridicată, prezintă dezavantajele densității și coeficientului de dilatare liniară relativ mai mari. Ca urmare, utilizarea pentru motoare rapide, cu regimuri termice ridicate, este limitată. Aliajele aluminiu-cupru-nichel sînt recomandate pentru p. motoarelor rapide de dimensiuni mari și pentru p. motoarelor care lucrează într-o atmosferă încărcată cu particule abrazive. Aliajele aluminiu-siliciu se utilizează cu precădere la fabricarea p. pentru motoare rapide și foarte rapide, de dimensiuni mici (motoare de autovehicule), datorită densității reduse și coeficientului de dilatare redus. Dezavantajul privind caracteristicile mecanice relativ scăzute (în special reducerea durității la cald) este parțial compensat de prețul de cost scăzut, respectiv de posibilitatea înlocuirii p.

Materialele pentru p. din aluminiu sînt standardizate în STAS 201/2-71.

PITOT, Henry. Fizician și inginer francez (1695—1771). A inventat tubul (care îi poartă numele) pentru determinarea vitezei de curgere a fluidelor [v. Pitot (Tub)].

PITOT (Tub). Dispozitiv cu două orificii așezate la 90°, puse în legătură cu un manometru diferențial (Fig. P.46), utilizat pentru

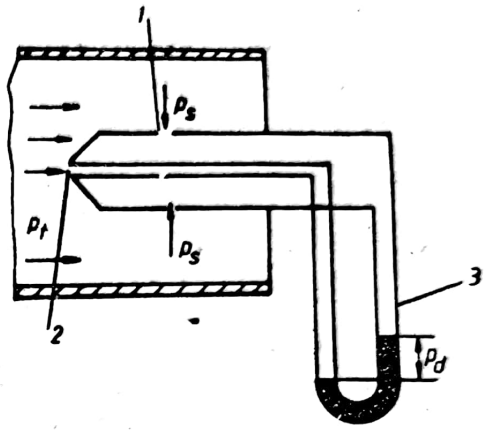


Fig. P.46. Tubul Pitôt:
1 — priză de presiune statică; *2* — priză de presiune totală; *3* — manometru diferențial.

măsurarea vitezei de curgere a fluidelor. El se fixează cu unul din orificii perpendicular pe direcția de curgere a fluidului, măsurînd presiunea totală p_t, iar cel așezat la 90° va măsura presiunea statică p_s. La cele două orificii se leagă un manometru diferențial cu lichid (în formă de tub U sau de alt tip), la care se va citi direct presiunea dinamică p_d, ea fiind egală cu $p_d = \rho \frac{w^2}{2}$ [N/m²], în care ρ este densitatea fluidului, [kg/m³], iar w — viteza de curgere a lui [m/s]. Cunoscînd densitatea fluidului, se poate determina viteza de curgere a lui:

$$w = \sqrt{\frac{2}{\rho}\cdot(p_t - p_s)} = \sqrt{\frac{2}{\rho}\cdot p_d} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right].$$

PLANCK, Max. Fizician german (1858—1947), laureat al premiului Nobel pentru fizică în anul 1918. Este întemeietorul teoriei cuantelor, arătînd distribuția energiei în spectrul de radiație al corpului negru, și anume că o cuantă are energia $h \cdot \nu$, h fiind constanta lui Planck, iar ν frecvența luminii. Are contribuții deosebite în termodinamică, în fizica statistică și în teoria relativității.

PLANCK (Legea lui). Planck, studiind radiația termică, a introdus noțiunea cuantelor de energie, considerînd că între atomii corpurilor

Scanned with OKEN Scanner

dintr-o cavitate vidată și radiația termică, schimbul de energie se realizează în cantități discrete, care sînt cuantele de energie. Densitatea spectrală a emitanței este prezentată într-o formulă care exprimă legea lui Planck și care stabilește legătura dintre intensitatea de radiație și lungimea de undă a ei, la diferite temperaturi:

$$I_{\lambda,\,vid} = \frac{8 \cdot \pi \cdot \nu^3}{c^3} \cdot \frac{h \cdot \lambda}{e^{h \cdot \upsilon / K \cdot T} 1},$$

în care: c este viteza luminii în vid; ν — frecvența luminii; h — constanta lui Planck; k — constanta lui Boltzmann; T — temperatura

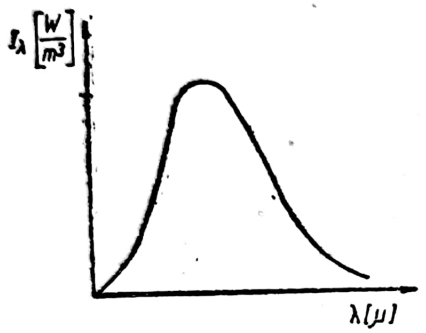


Fig. P.47. Reprezentarea grafică a legii lui Planck.

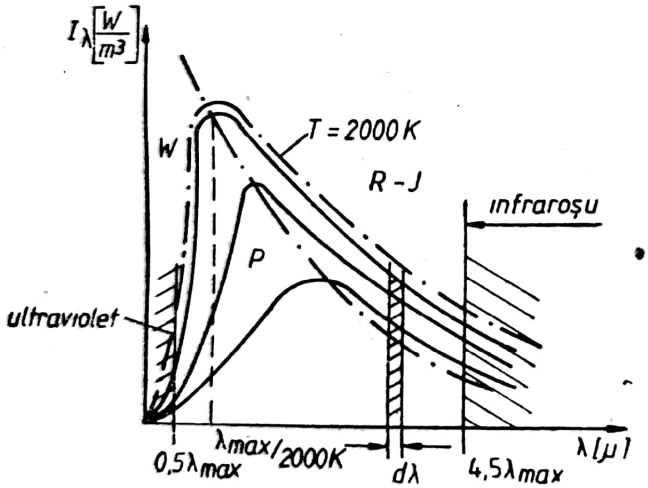


Fig. P.48. Domeniul de aplicabilitate a legii lui Planck:
P — Planck; *R-J* — Rayleigh-Jeans; *W* — Wien.

absolută a procesului. La frecvențe joase, relația de mai sus devine legea lui Rayleigh și Jeans, iar la frecvențe înalte devine legea lui Wienn. Pe baza legilor de distribuție spectrală, ținînd cont de lungimea de undă $\lambda = c/\nu$, $d\lambda = -\frac{c}{\nu^2} \cdot d\nu$, legea lui Planck se exprimă prin relația:

$$I_\lambda = \frac{2\pi \cdot h \cdot c^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{h \cdot c}{K \cdot \lambda \cdot T}} - 1} \left[\frac{W}{m^3}\right].$$

Relația se aplică pentru corpul absolut negru, deoarece cînd $\lambda \to 0$ și $I \to 0$. Feprezentarea grafică a legii lui Plank se face în figura P.47, iar domeniul de aplicabilitate al acestei legi în funcție de lungimea de undă a radiației termice se redă în figura P.48 ($0{,}5\lambda_{max}$ — $-4{,}5\lambda_{max}$).

PLASMĂ. Din punct de vedere microscopic (cinetic), este un sistem de particule neutre, particule încărcate electric, cuante de radiație și cîmp electromagnetic într-o continuă interacțiune. Din punct de vedere macroscopic (magnetohidrodinamic sau magnetogazodinamic), este un fluid (lichid sau gaz) în care purtătorii de sarcină liberi (ioni, electroni) se află într-un număr suficient de mare pentru a influența în mod decisiv proprietățile mediului. Aproximativ 99% din materia universului se găsește în această stare de agregare. Stelele, materia interstelară, centurile Van Allen, ionosfere, miezul planetei noastre etc. nu sînt altceva decît **p.** În afara acestor **p.** naturale, există **p.** artificiale: în tuburile de descărcare, în electroliți, în metale, în diferite aplicații tehnice în care se produc **p.** prin metode termice, mecanice și electrice.

Comun pentru orice stare de agregare este conceptul de sistem atomic (atomi sau molecule). Trecerea de la o stare de agregare la alta se face printr-un salt al valorii energiei interne. La fiecare salt al ei (discontinuitate) se trece succesiv de la starea solidă (condensată), prin stările lichidă și gazoasă, la starea de gaz ionizat, adică de **p.** Pentru a putea fi considerată în starea de **p.**, materia trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

— particulele interacționează între ele prin intermediul cîmpurilor electromagnetice;

— concentrația purtătorilor de sarcină pozitivă N^+ (ionii pozitivi) este egală cu cea a purtătorilor de sarcină negativă N^- (ionii negativi și electronii); aceasta este condiția de cvasineutralitate. Numărul de particule neutre este indiferent din punctul de vedere al definirii stării de **p.**;

— dimensiunile volumului **p.** sînt mult mai mari decît lungimea de ecranare Debye a electronilor și ionilor.

Starea de **p.** nu presupune neapărat ca purtătorii de sarcină de ambele semne (electronii și ionii) să fie mobili. Ca exemplu se poate da **p.** din metale, unde electronii se mișcă printre ionii practic imobili. Dat fiind că o **p.** conține purtători de sarcină liberi, ea este un mediu bun conductor electric. Curenții electrici din **p.** produc cîmpuri magnetice, care, la rîndul lor, influențează mișcarea purtătorilor de sarcină. În general, **p.** este un mediu conductor anizotrop, neliniar și dispersiv.

În **p.** apar diferite fenomene mecanice, termice și electrice în care sînt implicate sar-

Scanned with OKEN Scanner

cinile și cîmpurile; pot apărea oscilații ale purtătorilor de sarcină, unde electromagnetice, unde electrostatice, unde hidrodinamice și instabilități. Au loc, de asemenea, numeroase procese elementare: ionizări, excitări, recombinări, absorbția și emisia de radiație etc. Ca urmare, fizica p. (domeniu al fizicii care studiază un corp în stare de p.) este un domeniu interdisciplinar.

Termenul de p. a fost folosit pentru prima dată de către Langmuir (1928) și se referea la regiunea zonei pozitive a unei descărcări electrice în gaze.

Proprietățile principale ale p. sînt cvasineutralitatea și conductivitatea ei mare.

Orice abatere de la starea de cvasineutralitate este înlăturată imediat. Într-adevăr, crearea într-un anumit loc din p. a unui surplus de sarcini de un anumit fel dă naștere la cîmpuri electrostatice intense, care restabilesc cvasineutralitatea. Cîmpul electrostatic rezultat în urma abaterii de la cvasineutralitate este:

$$E=\frac{Q}{4\pi\varepsilon_0}\frac{1}{r^2}=\frac{(4/3)\pi r^3 e(N^+-N^-)}{4\pi\varepsilon_0}\frac{1}{r^2}=$$

$$=\frac{e\Delta N}{3\varepsilon_0}r=\frac{eN}{3\varepsilon_0}\frac{\Delta N}{N}r,$$

unde $\Delta N=N^+-N^-$ este abaterea de la cvasineutralitate, iar $N=N^-\approx N^+$ este concentrația purtătorilor de sarcină. Pentru o densitate a purtătorilor de sarcină $N\approx 10^{25}$ particule/m^3 (atomi de heliu la presiunea atmosferică toți ionizați o singură dată), o rază a sistemului $r=10^{-2}$ m și o abatere relativă de la cvasineutralitate de numai 1% ($\Delta N/N=0{,}01$) se obține un cîmp electric restaurator de $6\cdot 10$ V/m Asemenea cîmpuri puternice restabilesc imediat cvasineutralitatea. Totuși, pe distanțe mici se produc abateri de la starea de cvasineutralitate a p. chiar în lipsa unor perturbații externe. Distanța caracteristică ce definește volumul în care are loc abaterea de la cvasineutralitate se numește lungime de ecranare Debye, l_D, exprimată prin relația:

$$l_D=\left(\frac{\varepsilon_0 kT}{Ne^2}\right)^{1/2}\approx 6{,}9\sqrt{\frac{T}{N}}\ [\text{cm}],$$

unde k este constanta lui Boltzmann, iar T — temperatura absolută a p. De exemplu, în p. unei descărcări electrice cu $N=10^{14}$ particule/cm^3 și $T=10^4$ K, rezultă $l_D=6{,}9\cdot 10^{-5}$ cm. Lungimea Debye dă ordinul de mărime a grosimii maxime a unui strat de sarcină parțială electronică, de aceeași concentrație ca și p., care poate fi traversat de electronii din p., numai ca efect al agitației lor termice.

Din punctul de vedere al gradului de ionizare, p. poate fi p. *slab ionizată* și p. *puternic ionizată*. În cazul p. slab ionizate, interacțiunile dominante dintre particule sînt interacțiuni binare, pe cînd în cazul p. puternic ionizate interacțiunile dominante dintre particule sînt interacțiunile colective de tip coulombian. Pentru p. complet ionizate interacțiunile sînt numai de tip coulombian.

Starea de p. este caracterizată printr-o energie medie ridicată a particulelor, necesară producerii unor concentrații a purtătorilor de sarcină care să satisfacă criteriul de definiție a p. În general, mecanismul de producere și menținere a p. este ionizarea particulelor neutre prin ciocniri cu alte particule. De regulă, electronii sînt cei care provoacă ionizarea, rolul lor, alături de rolul ionilor pozitivi, fiind dominant în stabilirea fenomenelor din p.

Din punctul de vedere al temperaturii, p. se împart în: p. *reci* ($T<10^5$ K), p. *fierbinți* ($T>10^5$ K) și p. *stelare* ($T>10^{10}$ K). Conductivitatea electrică a p. se datorește ciocnirilor dintre electroni și ioni, fiind foarte ridicată la p. fierbinți și stelare și crescînd cu creșterea temperaturii.

Dintre diversele metode de obținere a p. în laborator și în tehnică se enumeră: ionizarea termică, ionizarea prin descărcări electrice și ionizarea prin absorbție de radiație. Ca exemple de p. obținute prin descărcări electrice în gaze se menționează: descărcările luminescente, arcul electric, descărcările corona, scînteile electrice etc., toate acestea fiind p. reci.

P. termică rezultată prin ionizarea termică se obține prin încălzirea substanțelor pînă la o temperatură suficient de înaltă, cînd acestea se descompun în electroni și ioni pozitivi liberi. Acest proces este cu atît mai intens, cu cît temperatura gazului este mai mare și cu cît energia de căldură (energia de ionizare) a electronilor în atomi este mai mică. În laborator și în tehnică, p. se obțin ușor prin „însămînțarea" gazelor cu atomi ușor ionizabili, cum sînt cei ai metalelor alcaline în stare de vapori. În prezența vaporilor metalelor alcaline, conductivitatea electrică a gazelor devine apreciabilă, chiar la temperaturi de numai 2 000—3 000 K, proprietate folosită în instalațiile de transformare directă a energiei termice în energie electrică (generatoare magnetohidrodinamice și termoionice).

Pentru un gaz monoatomic gradul de ionizare este dat de relația lui Saha:

$$N\frac{x^2}{1-x^2}=AT^{3/2}\exp\left(-\frac{eE_i}{kT}\right),$$

unde N este concentrația atomilor; x — gradul de ionizare; A — constantă care depinde de natura gazului folosit; T — temperatura absolută a gazului; E_i — energia de ionizare.

Scanned with OKEN Scanner

Gradul de ionizare al unei p. depinde atît de presiunea şi temperatura gazului, cît şi de potenţialul de ionizare a atomilor sau moleculelor costituente. Energia de ionizare (respectiv energia minimă necesară pentru îndepărtarea unui electron de la un atom neutru) diferă de la un atom la altul. Pentru cîteva substanţe energia de ionizare E_i are următoarele valori: H_2 — 15,38 eV, N_2 — 15,57 eV, O_2 — 12,5 eV, CO_2 — 14,4 eV, H_2O — 12,59 eV, Cs — 3,89 eV, K — 4,34 eV, Na — 5,14 eV.

Pentru a realiza un grad de ionizare suficient funcţionării instalaţiilor magnetohidrodinamice, ar trebui folosite fluide la temperaturi foarte mari, neacceptate de materialele acestor instalaţii (de exemplu, pentru a realiza $x>0,1$ la hidrogen ar fi necesare temperaturi de ordinul 15 000 K). Din această cauză, pentru mărirea gradului de ionizare al fluidului de lucru la temperaturi sensibil mai coborîte se folosesc pentru însămînţare metale alcaline (cesiu, potasiu, sodiu, litiu) care se ionizează uşor.

Important pentru aplicaţiile tehnice îl constituie *confinarea* p., care reprezintă menţinerea p. fierbinţi într-o zonă limitată a spaţiului, evitînd contactul p. cu pereţii incintei în care se găseşte şi, ca urmare, răcirea ei. Confinarea p. se face cu ajutorul unor capcane magnetice, respectiv într-un spaţiu înconjurat de un cîmp magnetic suficient de intens şi cu diverse configuraţii (configuraţia cu oglinzi magnetice în şa).

Ca aplicaţii ale p. se pot menţiona: obţinerea de energie magnetohidrodinamică, fuziunea termonucleară, laserii cu p., pistoale cu p. pentru curăţarea suprafeţelor metalice, aparatele de sudare sau tăiere a metalelor cu p. etc. Dintre aceste aplicaţii cea mai importantă este fuziunea termonucleară prin care, la temperaturi de ordinul 10^6 K, au loc reacţii termonucleare de fuziune între nucleele elementelor uşoare (deuteriu, tritiu, heliu) în stare de p. fierbinte confinată, cu producerea unor cantităţi de energie deosebit de ridicate (v. Fuziune termonucleară).

PLASTIFIERE. Modificare a proprietăţilor fizico-mecanice ale polimerilor, prin adăugare de diferite substanţe (plastifianţi). Adăugarea de plastifianţi unui polimer duce la scăderea temperaturii de înmuiere (ceea ce face să se uşureze prelucrarea polimerului), la mărirea elasticităţii şi plasticităţii.

Exemple de plastifianţi: esteri ai acizilor bibazici sau tribazici (acid adipic, ftalic, sebacic, citric etc.) cu alcooli care conţin pînă la 8 atomi de carbon în moleculă cu fenoli sau crezoli. Plastifianţii sînt folosiţi fie individual, fie în amestecuri, în proporţii stabilite, pentru a realiza o concordanţă cît mai bună a proprietăţilor materialului plastic obţinut cu scopul căruia îi este destinat.

PLUTITOR (de carburator). Piesă componentă a carburatorului unui motor cu aprindere prin scînteie, care are rolul de menţinere a nivelului combustibilului în limite foarte apropiate, în camera de nivel constant (v. Carburator), (figurile P.49; C.37; C.40; C.41).

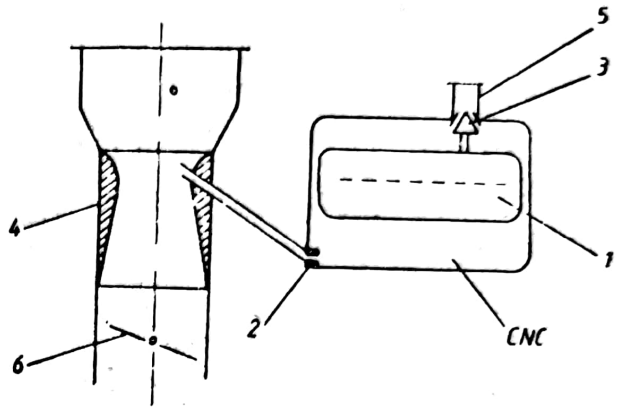


Fig. P.49. Secţiune prin carburator: *1* — plutitor; *2* — jiclor; *3* — cui poantou (supapă); *4* — difuzor; *5* — racord de alimentare cu benzină; *6* — clapeta obturatorului; *CNC* — cameră de nivel constant.

PLUTONIU. Element chimic, cu simbolul Pu şi numărul atomic 94. **P.** este un metal greu, artificial, din seria elementelor transuraniene. Primul izotop identificat a fost P-238, obţinut în 1940, prin bombardarea într-un ciclotron a U-238 cu particule accelerate. Cel mai important izotop al său este P-239, fisionabil cu neutroni termici, ceea ce justifică folosirea sa în reactoarele moderne sau în armele nucleare.

P. este un metal alb-argintiu, care se opacizează rapid în aer datorită oxidării. **P.** metalic are şase stări alotropice, cuprinse între temperatura de topire (640°C), cu variaţii ale densităţii ($\rho=16-19,8$ t/m^3) şi ale coeficientului de dilatare termică lineară [$(50\cdots-20)10^{-6}$ m/m K]. Din cauza instabilităţii dimensionale, **P.** metalic solid este un combustibil nuclear nesatisfăcător; de asemenea, are o conductivitate termică scăzută de 4,2 W/m K. **P.** reacţionează cu O_2, H_2 şi H_2O şi prezintă pericol biologic.

Principalul izotop P-239 este format în reactoarele nucleare pe cale artificială, prin următoarea reacţie de captură radiativă (bombardarea cu neutroni a U-238):

$$92U^{238} + {}_0n^1 \rightarrow 92U^{239} \xrightarrow[23\ \text{min}]{\beta^-} 93NP^{239} \xrightarrow[2,33\ \text{zile}]{\beta^-} 94Pu^{239}.$$

Ultimul izotop P-239 este α radioactiv cu un timp mare de înjumătățire $t_{1/2}=24\,100$ ani, fiind astfel posibilă depozitarea și folosirea sa drept combustibil nuclear.

P-239 este unul din cei trei izotopi fisionabili cu neutroni termici, probabilitatea de fisiune la 20°C fiind de 742 barn (1 barn$=10^{-24}$ cm^2), producînd în medie 2,9 neutroni rapizi pe fisiune.

Din cauza dezavantajelor sale (instabilitate dimensională, temperatură de topire scăzută, conductivitate termică coborîtă). P. metalic este puțin folosit drept combustibil în reactoarele nucleare, fiind utilizat mai ales în armele nucleare.

PNEUMATIC. Termen aplicat unui sistem tehnic (mașină, aparat, utilaj etc.) care funcționează cu aer (utilizînd sau producînd aer), la o presiune mai mare sau mai mică decît presiunea atmosferică. Unele instalații, utilaje sau mașini funcționează cu aer comprimat, iar altele cu depresiune sau vid (ex.: frînele pneumatice cu presiune sau cu depresiune, pompele de aer sau de vid, presele pneumatice etc.).

POISE. Unitate de măsură a vîscozității dinamice în sistemul de unități de măsură CGS. Reprezintă vîscozitatea dinamică a unui fluid în curgere laminară, în care pentru a deplasa o suprafață plană de 1 cm^2, aflată la o distanță de 1 cm de alt plan paralel fix și în care se exercită o forță tangențială de 1 dyn, este necesară o viteză de 1 cm/s față de această ultimă suprafață. În sistemul de unități de măsură SI, 1P$=0{,}1$ N · s/m^2 (ex.: vîscozitatea dinamică a apei la temperatura de 20,2°C este $\eta=1$ CP).

POLIMERI. Compuși organici cu molecule mari, obținuți printr-un proces de combinare a unui număr n variabil de molecule identice (monomeri). Se deosebesc p. *inferiori* cu grad mic de polimerizare $n=2\cdots6$ (dimeri, trimeri, ... hexomeri) și p. *înalți* (compuși macromoleculari) cu valori foarte mari ale lui n, chiar sute sau mii. P. au aceeași compoziție elementară ca și substanța inițială din care provin, deosebindu-se de aceasta prin masa moleculară (mii pînă la sute de mii gram/mol) și prin proprietățile fizico-mecanice generale. Proprietățile p. sînt legate de mărimea moleculei. P. înalți care au structură liniară (neramificată) sînt rezistenți la rupere prin îndoire sau întindere spre deosebire de p. cu grad mic de polimerizare sau cu structura ramificată, care nu prezintă aceste calități. La încălzire, p. înalți se înmoaie pînă la fluidizare; ei nu au un punct de topire net. Sînt termoplastici, deci pot fi turnați și presați. Opunînd rezistență la trecerea curentului electric, compușii macromoleculari sînt folosiți ca izolanți în electrotehnică. De asemenea, p. prezintă proprietăți termoizolante. Datorită proprietăților lor speciale: elasticitate mare, posibilitatea de a fi presați la cald, de a se trage în fire și în foi, rezistență mare la rupere și față de agenții chimici etc. foarte mulți compuși macromoleculari se folosesc în tehnică la fabricarea materialelor plastice și a fibrelor sintetice.

P. pot fi clasificați după natura monomerilor din care provin în p. de tip hidrocarbură (polietenă, poliizopren), halogenură (policlorură de vinil), alcool (polivinil alcool), acid (poliacrilat) etc., sau după sturctura lor sferică (configurația atomilor de carbon) în p. atactici, izotactici sau sindiotactici.

POLITROPĂ. Transformare termodinamică de stare a unui sistem, realizată cu o variație simultană a parametrilor de stare și în care căldura specifică politropă este independentă de presiune și volum. Căldura specfică a p. se notează c_n (J/kg K).

Se definește exponentul politrop n:

$$n=\frac{C_p-C_n}{C_v-C_n},$$

Legătura între presiune, temperatură și volumul specific într-o transformare politropă este:

$$TV^{n-1}=\text{const.};\ T/P^{\frac{n-1}{n}}=\text{const.};\ pV^n=\text{const.}$$

Lucrul mecanic efectuat de gaz la trecerea din starea 1 în starea 2 în timpul unei transformări p. este:

$$L_{1.2}=\frac{p_1V_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}\right]=$$

$$=\frac{p_1V_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]=\frac{p_1V_1}{n-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)=$$

$$=\frac{mR(T_1-T_2)}{n-1}\ [\text{J}]$$

și căldura schimbată cu mediul exterior:

$$Q_{12}=\int_{T_1}^{T_2}mc_n\,dT=mc_n\Big|_{T_1}^{T_2}(T_2-T_1)=\frac{k-n}{k-1}L_{12}\ [\text{J}]$$

În aceste relații de calcul k este exponentul adiabatic ($k=c_p/c_v$).

Variația energiei interne în această transformare este:

$$U_2-U_1=\int_{T_1}^{T_2}mc_v\,dT=mC_v\Big|_{T_1}^{T_2}(T_2-T_1)=\frac{1-n}{k-1}\times$$

$$\times L_{12}\ [\text{J}].$$

Scanned with OKEN Scanner

Variația entalpiei:

$$H_2-H_1=\int_{T_1}^{T_2} mc_p dT = mc_p \Big|_{T_1}^{T_2} (T_2-T_1)=$$

$$=k(U_2-U_1)=k\frac{1-n}{k-1}L_{12}$$

Variația entropiei:

$$S_2-S_1=\int_{T_1}^{T_2} mc_n \frac{dT}{T} = mc_{nm} \Big|_{T_1}^{T_2} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad [J/K].$$

Exponentul politropic n poate lua toate valorile în mulțimea numerelor reale, $n\in(-\infty; +\infty)$. Pe baza valorilor particulare

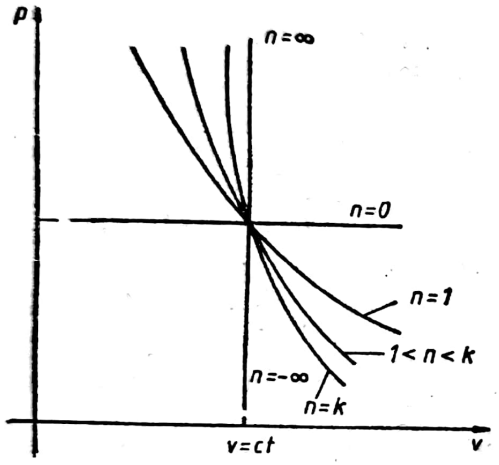


Fig. P.50. Cazuri particulare ale politropiei reprezentate în diagrama p-V.

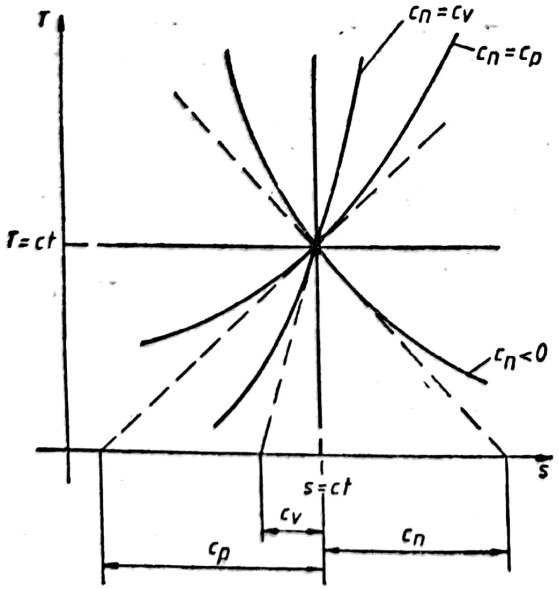


Fig. P.51. Diagrama T-s pentru cazuri particulare ale politropei.

date lui n se obțin următoarele transformări de stare uzuale a) izocoră (V=const. cu $n=\pm\infty$ și $C_u=a$; b) izobară (p=const. cu $n=0$ și $C_u=C_p$; c) izotermă (T=const. cu $n=1$ și $C_n=C_{izot}=\pm\infty$; d) adiabată (pV^k=const.) cu $n=k=C_p/C_v$ și $C_n=C_{ad}=0$.

În sistemul de coordonate presiune-volum specific (p-v), ecuația **p.** este pV^n=const, cu $n\in(-\infty; +\infty)$, deci admite o infinitate de reprezentări grafice. În sistemul de coordonate temperatură absolută-entropie (T-s), ecuația **p.** este dată de relația $dS=\frac{\delta Q}{T}$ integrată între limitele de temperatură ale procesului. Vor rezulta o infinitate de curbe conform valorilor pe care le va lua căldura specifică a **p.** c_n. Se pot utiliza și alte sisteme de coordonate, în funcție de necesitățile de calcul ale mărimilor caracteristice acestei transformări.

P. în mașinile și instalațiile termice are exponentul n în domeniul de valori $1<n<k$, fiind transformarea caracteristică proceselor de comprimare și destindere. În acest domeniu căldura specifică a **p.** c_n este totdeauna negativă ($C_n<0$). Reprezentarea grafică a **p.** pentru cazurile particulare ale lui n este ilustrată în diagrama p-v (Fig. P.50) și în diagrama T-s (Fig. P.51).

POLUARE. Proces de degradare a factorilor de mediu (atmosferă, surse de apă, sol), determinat de activitatea umană, modificarea proprietăților fizice și chimice ale mediului fiind nocivă pentru procesele biologice, fiziologice, privind sănătatea omului și pentru procesele tehnice și cele naturale (agricultură, silvicultură, piscicultură etc.).

P. chimică constă în alterarea mediului prin adăugarea unor compuși chimici nocivi la constituenții obișnuiți.

În atmosferă se revarsă fum, pulberi și gaze nocive din coșurile uzinelor (industriile chimică, siderurgică și metalurgică), ale termocentralelor cu cărbuni și fabricilor de ciment, din țevile de eșapament ale automobilelor, din gurile de ventilație ale întreprinderilor industriale etc.

Sînt mii de substanțe care contribuie la poluarea atmosferei, dar doar cîteva apar în cantități apreciabile și au o frecvență demnă de luat în considerare.

Principalii produși poluanți emiși în atmosferă sînt:

— pentru centralele termoelectrice: praful, cenușa zburătoare, particulele de cărbune nears, zgură, pămînt etc.; oxizii de sulf (SO_2 și SO_3); oxizii de azot (NO și NO_2); urmele de hidrocarburi, gudroane, funingine, sulfați, acizi organici etc. În tabelul P.13, sînt date cantitățile de impurități eliminate de o centrală termoelectrică cu puterea instalată de 800 MW, în condiții de exploatare corectă.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul P.13

Emisii de produşi poluanţi de la o termocentrală de 800 MW (în condiţii de exploatare corectă)

Tipul combustibilului	[t/zi]			[t/an]		
	Praf	SO_2 (gaz)	Total	Praf	SO_2 (gaz)	Total
Cărbune inferior	38,4	105,6	144	14,016	38,544	52,560
Păcură	—	201,6	201,6	—	73,584	73,584

Tabelul P.14

Emisiile de poluanţi* de la diferite instalaţii din industria siderurgică

Utilajul	Fără desprăfuitor		Cu desprăfuitor			
	Conţinut g/m³ gaz	kg/t de produs	Desprăfuitorul utilizat	Conţinut mg/m³ de gaz emis	kg/t de produs	Eficienţa [%]
Furnal înalt	16—30	100	Preliminar (cameră de depunere sau ciclon simplu)	7—14	—	60
			Primar (spălător umed)	0,7	3	90
			Secundar (Venturi sau electrofiltru)	0,01—0,02	0,1—0,7	90
Aglomerare Cuptor	1—6	10—50	Ciclon simplu	0,5—1,4	1	90
			Electric în serie cu ciclon simplu	0,02—0,1	1,5	95
Cuptor Martin	0,3—6	4,6	Separator electric	0,02—0,1	0,1	98
			Spălător Venturi	0,02—0,15	0,1—0,7	85—98
Cuptor electric cu arc	1—13	2,2—19	Spălător de înaltă eficacitate	0,02	0,1	0,98
			Separator electric	0,02—0,1	0,15—0,4	92—97
			Filtru cu mîneci	0,02	0,05—0,1	98—99
Cuptor bazic cu oxigen	11—18	10—20—30	Spălător Venturi	0,07—0,25	0,2	99
			Separator electric	0,1	0,2	99

* Valorile prezentate sînt medii, ele depind mult de tipul echipamentului, materiile prime şi condiţiile de funcţionare.

Scanned with OKEN Scanner

— pentru industria siderurgică: prafurile cu compoziţii chimice variabile şi granulaţii diferite (10—100 μm); particulele fine şi diferitele fumuri (ex.: fumurile roşii ale oxidului de fier); bioxidul de sulf provenit din arderea minereului şi a combustibilului. În tabelul P.14, sînt date valorile medii ale cantităţilor de poluanţi emişi de diverse instalaţii folosite în siderurgie;

— pentru metalurgia neferoasă sînt caracteristice, în special, pulberile metalelor respective ce sînt emanate în atmosferă şi a căror cantitate depinde de tipul procedeului utilizat la obţinerea produsului respectiv. În tabelul P.15, sînt date valorile emisiilor de la unele procese ale metalurgiei neferoase;

— pentru industria materialelor de construcţie: praful de la industria de fabricaţie a cimentului (Tabelul P.16); praful de la magnezit ce se elimină împreună cu bioxidul de carbon; pulbere de ghips de la industria ghipsului care poate atinge o concentraţie de 250 kg/t produs (500—100 g/m³);

— pentru industria chimică principalii poluanţi sînt sub formă de gaze (în care se află uneori şi suspensii solide sau lichide). Dintre poluanţii sub formă de gaze şi vapori se disting: oxizii sulfului (SO_2 şi SO_3); oxizii de azot şi oxizii de carbon (CO_2 şi CO) eliminaţi de la majoritatea instalaţiilor tehnologice; degajările de produse specifice proceselor chimice ale căror concentraţii, la anumite distanţe de surse, sînt date în tabelul P.17 (Valorile conţinute în tabel sînt orientative, ele fiind caracteristice anumitor procese tehnologice în condiţiile de atmosferă fără vînt).

Dintre sursele de poluare ale atmosferei urbane se evidenţiază în mod special autovehiculele. Astfel, pentru un oraş cu o populaţie de circa 2 milioane de locuitori, autovehiculele participante la trafic deversează zilnic în atmosferă următoarele cantităţi de noxe (în medie): 400 000 m³ monoxid de carbon, 20 tone

Tabelul P.15

Emisiile de poluanţi de la cuptoarele pentru metalurgia de neferoase

Tipul utilajului	Cantitatea de particule [kg/t de material încărcat]	
	Fără desprăfuire	Cu desprăfuire
Topirea alamei (7% zinc)		
— creuzet sau vase	1,6	
— cuptor rotativ	10,6	5
— cuptor cu reverberaţie	8,4	
— cuptor electric	1,5	
Topirea alamei (20% zinc)		
— creuzet sau vase	7	2,5
— cuptor rotativ	—	11,4
— cuptor cu reverberaţie	—	2,8
— cuptor electric	0,3	—
Topirea bronzului		
— creuzet	1,9	—
— cuptor rotativ	15,3	2,3
Topirea aluminiului		
— creuzet	0,9	—
— cuptor cu reverberaţie	2,6	1

Tabelul P.16

Surse de poluare din industria cimentului

Tip instalaţie	Conţinut de praf în gaz brut [g/m^3_N]	Praf în suspensie în gaz brut [10 m %]
Uscător cu tambur	30—90	20—70
Uscător rapid cu lopeţi mecanice	30—250	30—70
Sfărîmător combinat cu un uscător	200—1 000	20—50
CUPTOARE Rotativ cu procedeu umed	20—250	40—60
Rotativ cu injecţie de pastă umedă	30—150	40—60
Rotativ cu uscător de pastă umedă	20—30	40—60
Rotativ cu schimbător de căldură	40—70	90—99
Cuptor Leopold cu dublu curent de gaze	1,5—5	25—45
Cuptor vertical	2—8	15—30
Calcinare cu grătare de prăjire	5—15	15—25
Sfărîmător de ciment	50—250	20—50

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul P.17

Concentraţiile de produse evacuate în mediul ambiant de unele instalaţii din industria chimică

Distanţa faţă de sursă [m]	Concentraţia maximă [mg/m³]		
	Acetonă de la o fabrică de mătase artificială	Formaldehidă de la producerea galalitului	Tetraetil de plumb
50	10,54	1,50	0,19
100	6,48	1,05	0,11
250	2,35	0,578	0,22
500	1,29	0,155	0,117
	Sulfură de carbon de la fabrica de viscoză	Cloropren de la fabrica de cauciuc sintetic	Vapori de dicloretan de la fabrica de purificare a uleiurilor
150	1,20	33	36
500	1,64	8,3	28
1 000	0,40	28	20
2 000	0,18	15,13	22,4
3 000	0,03	23	17,6

oxizi de azot şi 50 tone de hidrocarburi. De asemenea, analize sistematice în astfel de oraşe au arătat că circa 2% din totalul particulelor solide, conţinute în atmosferă, provin din gazele de evacuare ale motoarelor diesel care echipează mijloacele de transport.

Dacă noxele enumerate nu sînt îndepărtate pe cale naturală, ele devin periculoase pentru sănătatea populaţiei, producînd iritarea căilor respiratorii sau (în cantităţi mari) intoxicarea organismului.

Geneza principalelor emisii poluante ale atmosferei (monoxidul de carbon, oxizii de azot, oxizii de sulf şi unele hidrocarburi).

Monoxidul de carbon, gaz deosebit de toxic, este, în general, rezultatul uneia din următoarele trei procese:

a) Arderea incompletă a cărbunelui sau a compuşilor cu carbon.

Arderea carbonului din combustibili are loc în următoarele trepte:

$$2C+O_2=2CO$$

$$2CO+O_2=2CO_2$$

Prima reacţie decurge de circa 10 ori mai repede decît a doua, astfel monoxidul de carbon este un intermediar în toate reacţiile de ardere şi poate apărea ca produs final, dacă nu este prezent suficient oxigen pentru a asigura a doua reacţie. Monoxidul de carbon poate exista ca produs final, chiar dacă în amestecul de reacţie este suficient oxigen, însă, combustibilul şi aerul nu sînt suficient amestecate (o amestecare defectuoasă conduce la apariţia în amestecul aer-combustibil a unor porţiuni cu deficit de oxigen). Această primă reacţie este, în general, caracteristică arderii incomplete în motoarele de autovehicule.

b) Reacţia de temperatură înaltă între dioxidul de carbon şi materialele care conţin carbon:

$$CO_2+C \rightarrow 2CO.$$

Reacţia are loc uşor la temperaturi ridicate, în general în cuptoare industriale. Monoxidul de carbon produs în acest mod este utilizat ca reducător în procesul de producere a fierului din minereuri de oxid de fier. O parte din monoxidul de carbon poate scăpa în aer şi acţiona ca poluant.

c) Disocierea, la temperaturi înalte, a dioxidului de carbon în monoxid de carbon şi oxigen:

$$CO_2 \leftrightarrows CO+\frac{1}{2}O_2.$$

Conform ecuaţiei, cei doi oxizi de carbon se află în echilibru (la temperatură înaltă). Dacă un amestec în echilibru, este răcit brusc, monoxidul de carbon existent persistă în amestecul răcit datorită timpului îndelungat necesar pentru a se stabili un nou echilibru la temperatură joasă. Există, în prezent, numeroase surse de monoxid de carbon: procesele de combustie în surse staţionare (ex.: arderea

Scanned with OKEN Scanner

cărbunelui și lemnului în centralele electrice, în procese industriale — industria fierului și a oțelului, industria petrochimică de hîrtie, de sinteză), procesele de combustie în motoarele cu ardere internă — cea mai simplă și mai importantă sursă de monoxid de carbon (58% din total) este gazul de eșapament al vehiculelor ce folosesc drept combustibil benzina sau motorina; la aceste surse se mai adaugă: focurile din pădure, arderile agricole, arderea deșeurilor cu cărbune, incendiile etc.

Din punctul de vedere al p. atmosferei, doi dintre oxizii azotului, monoxidul de azot (NO) și dioxidul de azot (NO_2), prezintă o importanță deosebită. Cauza principală a emisiilor tehnologice de oxizi de azot este arderea combustibililor. La arderea combustibililor fosili, gaze, păcură, cărbuni, în aer se formează monoxidul de azot:

$$N_2+O_2 \leftrightarrows 2NO.$$

Apoi, monoxidul de azot, poate să reacționeze cu oxigenul pentru a forma dioxidul de azot:

$$2NO+O_2 \leftrightarrows 2NO_2.$$

Cea mai mare cantitate de monoxid de azot existentă în atmosferă provine, însă, din unele procese naturale — de exemplu — acțiunea bacteriilor. Cercetările privind mortalitatea animalelor indică faptul că bioxidul de azot este de patru ori mai toxic decît monoxidul de azot. Potențialul toxic ridicat al monoxidului de azot se manifestă prin capacitatea lui de a se oxida cu ușurință la dioxid de azot mult mai toxic.

P. cu oxizi de sulf se referă în special la dioxidul de sulf și trioxidul de sulf, reprezentați împreună prin SO_x. Sursa principală de poluare cu SO_x o constituie procesele de ardere a combustibililor fosili în surse staționare (industria metalurgică, rafinării de petrol, fabricile de acid sulfuric, procesele de cocsificare a cărbunelui). Prin combustia oricărui material ce conține sulf au loc relațiile:

$$S+O_2=SO_2$$

$$2SO_2+O_2 \leftrightarrows 2SO_3.$$

P. atmosferei este provocată și de prezența hidrocarburilor. Sursele cele mai importante de p. cu hidrocarburi sînt autovehiculele, care contribuie cu peste 50% la emisia hidrocarburilor (evaporarea benzinei și emisia combustibilului nears în gazele de eșapament sînt cele două procese prin care autovehiculele elimină hidrocarburi în aer) și procesele industriale de evaporare a solvenților organici (vopselele, lacurile au un conținut de 40—80% hidrocarburi), care contribuie cu aproximativ 10% la emisia industrială totală.

Majoritatea efectelor de p. prin hidrocarburi nu sînt determinate de hidrocarburi ca atare, ci de produșii reacțiilor fotochimice în care sînt implicate hidrocarburile. În urma unei reacții între hidrogenul atomic și hidrocarbură se formează o specie intermediară foarte reactivă, numită radical liber de hidrocarbură, RO_2. Radicalii liberi de acest tip reacționează cu o serie de specii diferite (NO; NO_2; O_2; O_3, hidrocarburi), formînd produși poluanți. Amestecul de produși rezultat din interacțiile hidrocarburilor cu NO_2, de exemplu, este numit smog fotochimic (substanță nocivă pentru organismul uman), format din O_3 și CO_2, azotat de peroxiacetil și alți compuși organici — aldehide, cetone etc.

P. chimică afectează nu numai atmosfera, ci și ceilalți factori de mediu. Astfel, în sursele de apă se varsă diferite resturi organice, microorganisme evacuate din activități casnice și substanțe de o diversitate extrem de mare, provenite din industrie. Îngrășămintele chimice, detergenții, pesticidele, produsele petroliere poluează accidental sau sistematic rîurile, lacurile, mările și oceanele.

Impuritățile cu care sînt poluate apele pot fi imputrescibile sau putrescibile. Impuritățile imputrescibile cuprind substanțe în suspensie insolubile, provenite de la exploatările carbonifere, din carierele de piatră etc., ce pot conduce la depuneri de mîl organic pe fundul apei, care au ca efect reducerea transformărilor normale ale materiilor vii, acizi sau alcooli din reziduurile industriale metalurgice, de cromaj, de la fabricile de celuloză, de mătase artificială etc., cu efecte nocive asupra florei și faunei acvatice; substanțe specifice proceselor tehnologice din industria chimică textilă etc. (amoniac, clor, hidrogen sulfurat, materiale colorante, gudroane, uleiuri, petrol etc.) care se fixează în fauna activă. Impuritățile putrescibile conțin materii organice reziduale rezultate de la fabricile de celuloză, zahăr, alcool, baze etc., care prin fermentație anaerobă, consumă oxigenul, determinînd totodată sărăcirea faunei și florei, iar ca substanțe noi apar hidrogen sulfurat, amoniac, metan, mercaptan, acizi grași, sulfuri de fier, precum și un mare număr de bacterii și ciuperci inferioare.

P. sonoră apare ca urmare a vibrațiilor sau zgomotelor emise de echipamentele instalațiilor industriale sau de mijloacele de transport (avioane, autovehicule etc.).

P. termică a apelor (rîuri, lacuri etc.) apare atunci cînd temperatura apei deversate în rîu este mai mare cu 5 grade decît temperatura apei rîului. Aceasta diferență trebuie micșorată astfel, încît temperatura maximă a apei rîului să nu depășească 31°C. Fenomenul apare la centralele termo- sau nuclearo-electrice răcite în circuit deschis, sau mixt. Pentru a respecta cele două condiții de temperatură, este necesar

Scanned with OKEN Scanner

ca debitul de apă la condensator să fie suficient de ridicat pentru a nu depăși diferența de temperatură de 5 grade, iar în timpul verii, dacă temperatura maximă a apei deversate depășește 31°C, este necesară o răcire suplimentară a apei în turnuri de răcire, sau o amestecare cu apa rece de turn.

P., constituind un grav pericol din punct de vedere ecologic în general și pentru sănătatea omului în special, se impune luarea de măsuri ferme pentru reducerea emisiilor poluante. În acest sens, se adoptă tot mai mult, în ultimul timp, tehnologii nepoluante, se iau măsuri pentru echiparea proceselor de producție generatoare de poluanți cu instalații împotriva **p.**, pentru realizarea și folosirea unor mijloace de transport nepoluante, pentru folosirea unor substanțe chimice cu nocivitate redusă [v. Depoluare; Epurarea apei; Electrofiltru].

POMPAJ (Diagramă de). Variație a presiunii în cilindrii motoarelor cu ardere internă cu admisie naturală, în 4 timpi, în timpul proceselor de admisie și de evacuare (Fig. P.52).

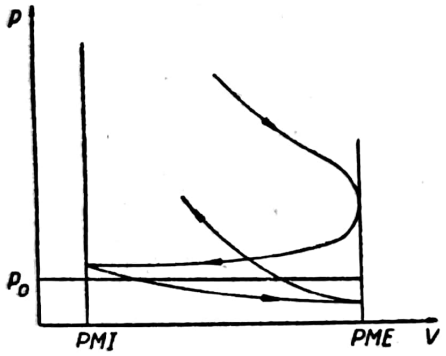


Fig. P.52. Diagramă de pompaj (traductor de presiune de sensibilitate medie):
p — presiunea mediului ambiant.

În cursele de admisie și de evacuare, pistonul aspiră amestecul proaspăt, respectiv, refulează gazele arse din cilindru, îndeplinind funcția unei pompe, fapt care a determinat denumirea diagramei de variație a presiunii gazelor în perioada acestor curse. Diagrama reală de **p.**, ridicată cu un traductor de presiune foarte sensibil, evidențiază oscilații puternice ale presiunii în cilindru, care au loc în timpul admisiei și evacuării gazelor, în special la motoarele rapide (Fig. P.53). Oscilațiile de presiune din prima perioadă a evacuării) evacuarea liberă) se datoresc vitezei mari (supersonice) de curgere a gazelor în timpul deschiderii supapei de evacuare, în raport cu viteza relativ mică a pistonului. Oscilațiile se atenuează în perioada evacuării forțate, când diferența între viteza gazelor și cea a pistonului scade sensibil. În cazul

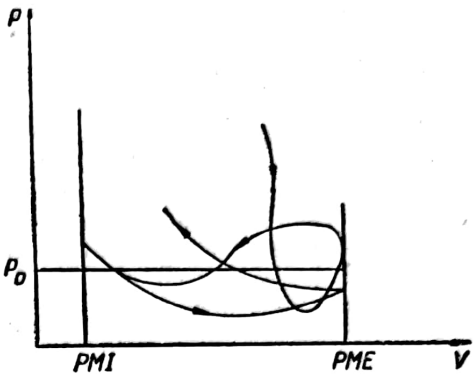


Fig. P.53. Diagramă de pompaj a unui motor rapid cu aprindere prin scînteie (traductor de presiune de sensibilitate ridicată).

în care diagrama de **p.** este evidențiată cu ajutorul unui traductor de sensibilitate medie, ea apare ca în figura P.52. Pentru calcule termodinamice diagrama de **p.** se schematizează ca în figura P.54, unde presiunile de admisie (p_a) și de evacuare (p_e) sînt practic constante în timpul proceselor respective.

Lucrul mecanic de **p.** reprezintă lucrul mecanic necesar pentru schimbarea gazelor (v. Schimbarea gazelor) și se exprimă prin diferența între lucrul mecanic efectuat de piston pentru expulzarea gazelor arse în atmosferă și lucrul mecanic efectuat de fluidul proaspăt asupra pistonului:

$$L_p \simeq (p_e - p_a)V_s,$$

unde V_s este volumul cilindrului.

Grafic, lucrul mecanic de **p.** este exprimat de aria buclei diagramei (aria haşurată din figura P.54).

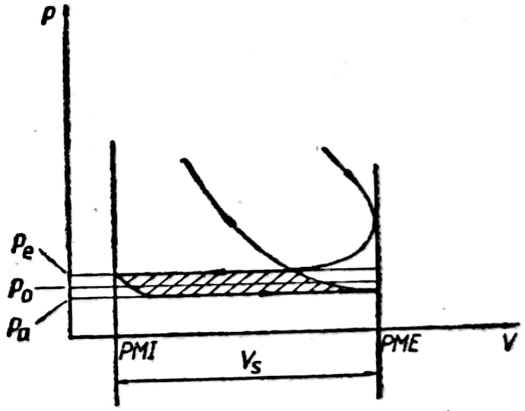


Fig. P.54. Diagramă de pompaj schematizată:
p — presiunea de admisie; p_0 — presiunea ambiantă; p — presiunea de evacuare; V — volumul util al cilindrului.

Acest lucru mecanic, fiind cedat mediului ambiant, reprezintă o pierdere, reducerea lui reprezentînd una din căile pentru mărirea ran-

Scanned with OKEN Scanner

damentului motoarelor. Din acest punct de vedere se poate acţiona asupra valorilor presiunilor de admisie şi evacuare şi, respectiv, asupra valorilor fazelor de distribuţie.

POMPAJ (la turbomaşini). Fenomen constînd în apariţia unor pulsaţii ale debitului refulat de turbomaşinile radiale (pompe şi compresoare) în anumite condiţii de funcţionare. Fenomenul este foarte dăunător, ducînd la vibraţii puternice ce pot culmina cu distrugerea conductelor sau a maşinii. În figura P.55

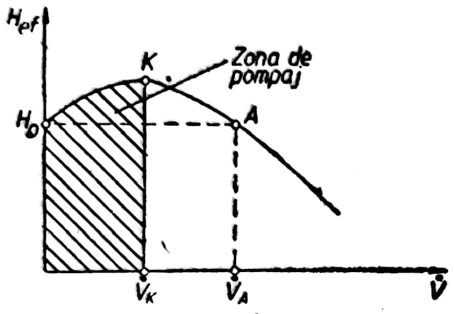


Fig. P.55. Caracteristica de debit şi zona de pompaj a unei turbomaşini radiale.

este prezentată caracteristica de debit a unei turbomaşini radiale $H_{ef}=f(v)$, H_{ef} fiind sarcina efectivă a maşinii, iar v, debitul volumic realizat. Punctul care corespunde sarcinii maxime k se numeşte punct critic, corespunzînd debitului critic v_k. Zona de funcţionare a turbomaşinii pe ramura din stînga punctului critic este zona nestabilă de funcţionare sau zona de p. Denumirea rezultă din faptul că în această zonă debitul se anulează brusc (punctul H_0) după care maşina îşi reia funcţionarea cu debitul V_A, fenomenul repetîndu-se. Turbomaşina funcţionează cu întreruperi, ca o pompă cu piston. Fenomenul apare datorită desprinderii curentului de fluid de peretele canalului rotorului şi apariţiei unei curgeri inverse. Ca urmare a faptului că în acelaşi timp cu deplasarea de-a-lungul paletelor fluidul se află şi în mişcare de rotaţie, vitezele de curgere nu sînt repartizate uniform pe secţiune (Fig. P.56).

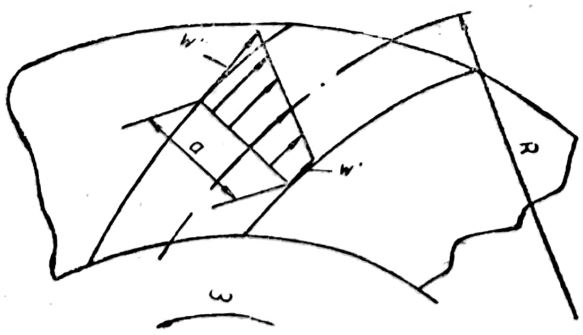


Fig. P.56. Repartiţia vitezelor în canalul rotorului.

Viteza cea mai mică w' se înregistrează pe faţa activă a paletei şi este

$$w' = \frac{\dot{V}}{z \cdot a \cdot b}\left(1+\frac{a}{2R}\right) - w \cdot a$$

în care $\dot{V}$ este debitul volumic care trece prin rotor; z — numărul de palete; a — lăţimea canalului; b — adîncimea canalului; R — raza de curbură a canalului şi ω — viteza unghiulară a rotorului. La micşorarea debitului, viteza w' se anulează şi devine negativă, determinînd o curgere inversă pe faţa activă a paletei

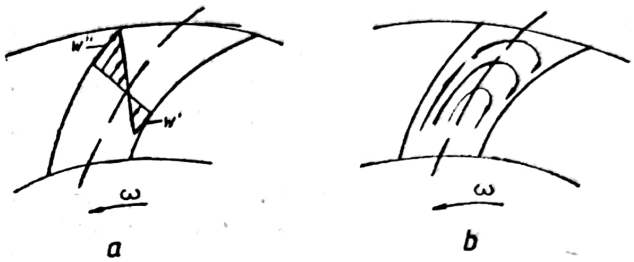


Fig. P.57. Funcţionarea turbomaşinii cu debit mai mic decît cel critic:
a — distribuţia vitezelor; *b* — întoarcerea curentului de fluid.

(Fig. P.57*a*, *b*). Din condiţia $w'=0$, Debitul critic V_{cr} (la care $w'=0$) de la care începe să apară fenomenul de p. se exprimă

$$\dot{V}_{cr} = \omega \cdot \frac{a^2 bz}{1+\frac{a}{2R}},$$

ceea ce pune în evidenţă faptul că funcţionarea stabilă a turbomaşinii la debite mici devine posibilă prin micşorarea turaţiei (Fig. P.58).

P. este un fenomen caracteristic tuturor turbomaşinilor radiale, dar în timp ce la turbocompresoare şi suflante zona de funcţionare instabilă este relativ mai mare, la pompe este

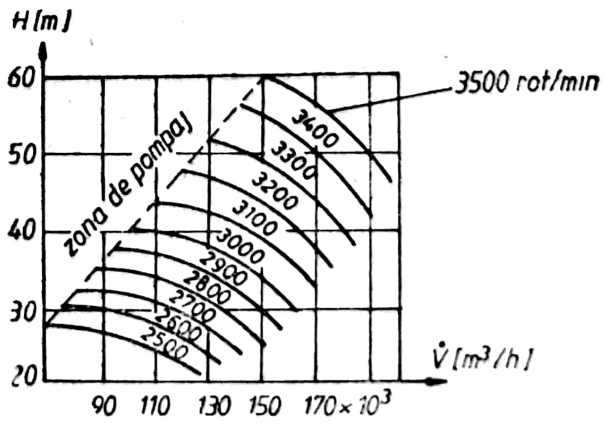


Fig. P.58. Caracteristica de debit a unui turbocompresor pentru diferite turaţii în conductele de aspiraţie (P =1 bar; t =20°C).

Scanned with OKEN Scanner

foarte îngustă, iar la ventilatoare, aproape inexistentă.

POMPAJ DE ULEI AL SEGMENTELOR. Fenomen specific mașinilor cu piston și în special motoarelor cu ardere internă, reprezentînd introducerea periodică, în raport cu turația, a uleiului din carter în spațiul camerei de ardere. Mecanismul pompajului este reprezentat în figura P.59. La mișcarea pistonului de

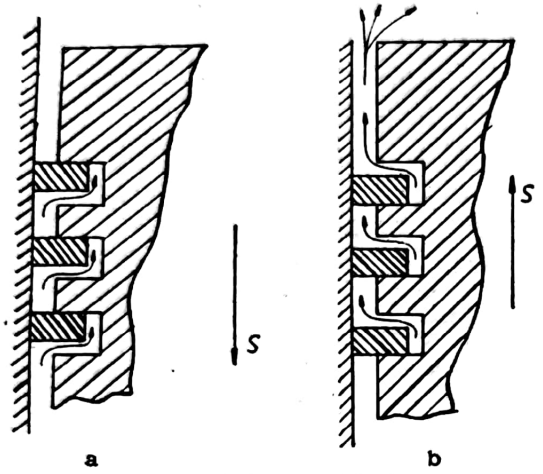


Fig. P.59. Pompajul uleiului în camera de ardere:
S — sensul mișcării pistonului.

la punctul mort interior către punctul mort exterior (Fig. P.59 *a*), acesta antrenează segmenții prin flancurile superioare ale canalelor de segment, iar uleiul de pe oglinda cilindrului este antrenat de segmenți, aglomerîndu-se, sub presiune, în spațiile dintre cilindru, piston și doi segmenți consecutivi. În momentul schimbării sensului de mișcare a pistonului, de la punctul mort exterior către punctul mort interior, segmenții în contact cu flancurile superioare ale canalelor din piston rămîn o perioadă scurtă de timp în repaus, fiind apoi antrenați în mișcarea pistonului de flancurile inferioare ale canalelor. În această perioadă, uleiul sub presiune din spațiile de acumulare expandează în spațiul superior următor, iar uleiul din primul canal este practic pulverizat, prin interstițiul dintre piston și cilindru, în camera de ardere (Fig. P.59 *b*). Pătrunderea periodică a uleiului în camera de ardere poate fi comparată cu rezultatul acțiunii unei pompe. Particulele de ulei pompat în spațiul de lucru al cilindrilor sînt arse în procesul de ardere din motor, fenomenul de pompaj fiind, în consecință, principala cauză a consumului de ulei al motorului. De asemenea, o parte din uleiul pulverizat în camera de ardere se depune pe pereții pistonului și culasei, formînd calamina — una din cauzele producerii aprinderilor secundare (v. Aprindere secundară).

POMPARE. Prelevare a unui fluid dintr-un rezervor de aspirație și deplasarea lui într-un alt spațiu, numit spațiu de refulare, cu ajutorul unei pompe. Parametrii caracteristici ai p. sînt debitul de fluid pompat și înălțimea de p.

POMPĂ. Agregat destinat creșterii presiunii unui fluid în vederea deplasării lui dintr-un loc în altul.

Clasificarea p. se poate face după mai multe criterii:

a) după *destinație*: p. de circulație; p. de alimentare; p. de baleiaj; p. de injecție; p. de frînă; p. de căldură; p. de vid etc.;

b) după *natura fluidului*: p. de apă; p. de combustibil; p. de ulei; p. pentru lichide corozive etc.;

c) după *presiunea de lucru*: p. de joasă, de medie și de înaltă presiune;

d) după *modul de lucru*; p. volumice; p. cu membrană; p. cu clapete; p. rotativă cu pistonașe axiale sau radiale; p. cu lamele; p. cu angrenaj evolventic sau neevolventic; p. elicoidală (cu șurub); p. dinamice; p. cu palete; p. cu lobi; p. combinate;

Debitul p. poate fi constant sau reglabil.

POMPĂ DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL. Echipament component al instalației de alimentare cu combustibil lichid a mașinilor termice sau la arzătoarele de combustibil lichid.

În cazul motoarelor diesel, necesitatea învingerii rezistenței filtrelor și a conductelor de combustibil, precum și a asigurării alimentării cu combustibil a pompei de injecție face ca valoarea presiunii de refulare a p. de a. cu c. să fie de la 1···5 daN/cm², iar debitul refulat să fie de 3···30 ori mai mare decît consumul orar de combustibil al motorului. Pentru asigurarea acestor condiții se folosesc p. de a. cu c. cu piston, cu palete sau cu roți dințate. La pompele cu piston, debitul refulat fiind mult mai mare decît cel necesar, cursa de refulare trebuie să fie elastică pentru a asigura autoreglarea. La pompele cu palete și cu roți dințate, se prevăd supape de siguranță care deviază debitul suplimentar de combustibil din circuitul principal și îl conduce în amontele pompei.

De regulă, p. de a. cu c. cu piston se montează pe corpul pompelor de injecție și sînt antrenate de un excentric pe arborele cu came al acestora. Pompele cu palete și cu roți dințate, utilizate la instalațiile de alimentare ale motoarelor diesel de puteri mijlocii și mari, sînt antrenate direct de motor sau cu ajutorul unor electromotoare. La pompele de motorină sau combustibil greu, ungerea suprafețelor de frecare se realizează chiar cu combustibilii respectivi.

Pompele cu piston fac parte din instalațiile de alimentare cu motorină ale motoarelor diesel de puteri mici. Principial, se disting două

Scanned with OKEN Scanner

variante constructive: cu piston cu simplu efect şi cu piston cu dublu efect.

Pompa cu piston cu simplu efect (Fig. P.60) este antrenată de la arborele cu came *1* al pompei de injecţie, prin intermediul excentricului *2*. Mişcarea este transmisă tachetului cu

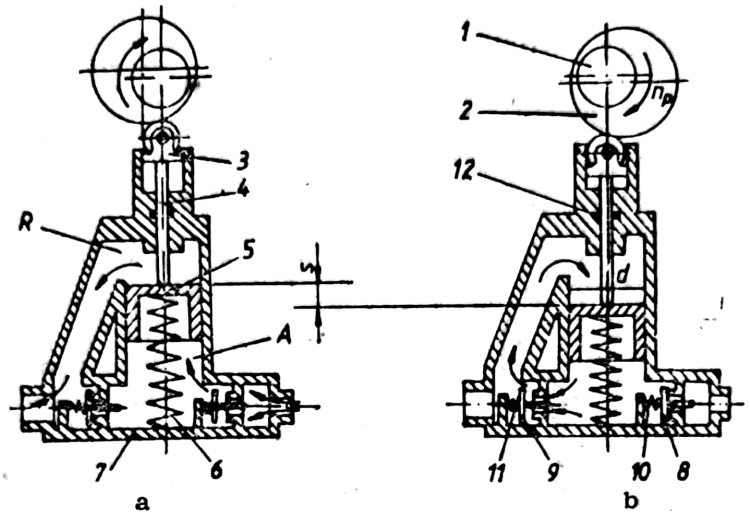


Fig. P.60. Schema de funcţionare a pompei de alimentare cu piston cu simplu efect (2 secţiuni):
1 — arbore cu came; *2* — excentric; *3* — tachet cu rolă; *4* — tijă; *5* — piston; *6* — arc; *7* — corp; *8* — supapă de aspiraţie; *9* — supapă de refulare; *10* şi *11* — arcuri; *12* — inel de etanşare; *A* — aspiraţie; *R* — refulare.

rolă *3*, tijei împingătoare *4* şi, în final, pistonului *5*, care este acţionat pe partea opusă de arcul *6*. În corpul *7* sînt montate supapele (libere) de aspiraţie şi de refulare *9*, împreună cu arcurile *10* şi *11*. Motorina este aspirată în spaţiul de aspiraţie *A*, prin supapa *8*, în momentul în care pistonul *5* execută cursa de refulare, sub acţiunea arcului *6* (Fig. P.60 *a*). În spaţiul de refulare *R* motorina pătrunde în spaţiul *A*, prin supapa *9*, în momentul în care pistonul *5* este acţionat de excentricul *2*, tachetul *3* şi tija *4* (Fig. P.60 *b*). Cursa pistonului *5*, efectuată sub acţiunea arcului *6*, foloseşte atît la refularea motorinei către pompa de injecţie, cît şi la umplerea cu motorină a spaţiului de aspiraţie *A*. Cursa pistonului efectuată sub acţiunea excentricului foloseşte numai la umplerea cu motorină a spaţiului de refulare *R*. Valoarea cursei de refulare a pistonului *5* este variabilă, fiind funcţie de valoarea contrapresiunii din spaţiul de refulare *R*. Dacă valoarea contrapresiunii este importantă, forţa creată de aceasta asupra pistonului reduce o parte din forţa arcului *6*, şi, ca atare, pistonul execută numai o porţiune din cursa de refulare. Cînd forţa creată de contrapresiunea din spaţiul *R* învinge forţa arcului *6*, pistonul *5* nu se mai deplasează în cursa de refulare şi, deci, debitul de motorină refulată către pompa de injecţie este nul. Modificînd valoarea contrapresiunii, se modifică şi debitul de motorină refulată de pompă.

În figura P.61 se prezintă caracteristica unei pompe cu piston cu simplu efect şi curbele de debit pentru diferite contrapresiuni. P. de a. cu c. cu piston, cu simplu efect, asigură

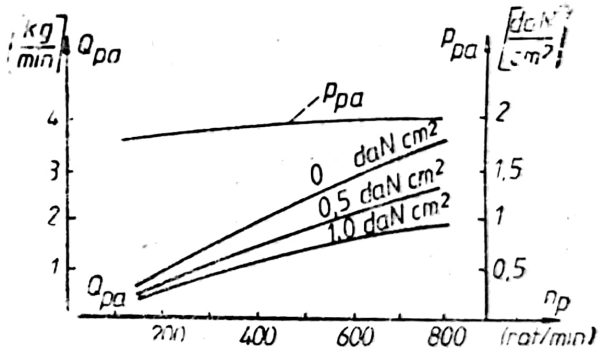


Fig. P.61. Variaţia presiunii p şi a debitului Q în funcţie de turaţie, pentru o pompă de alimentare cu simplu efect.

debite de 1÷10 kg/min şi presiuni de refulare de circa 2 daN/cm².

Debitul de motorină refulat de pompa cu piston cu simplu efect se determină cu relaţia:

$$Q_{pa}=10^{-6}(\pi d^2/4)sn_p\rho\,\eta_v \quad [\text{kg/min}],$$

în care d reprezintă diametrul pistonului [mm]; s — cursa pistonului imprimată de arc (se consideră egală cu cursa imprimată de excentric) [mm]; n_p — turaţia pompei (excentricului), [rot/min]; ρ — densitatea motorinei [kg/dm³]; η_v — randamentul volumetric ($\eta_v=0{,}93\cdots0{,}96$, pentru pompele bine executate şi bine întreţinute).

Pompa cu piston cu dublu efect are caracteristic faptul că refularea motorinei către pompa de injecție se produce în ambele curse ale pistonului *5* (Fig. P.62). Astfel, la deplasarea pistonului sub acțiunea excentricului *2* se deschide supapa de refulare *10*, iar motorina din camera de acumulare C_1 trece în spațiul de refulare *R*, și, de aici, către pompa de injecție. În același timp, se deschide și supapa de aspirație *7* și motorina din spațiul de aspirație *A* trece în camera de acumulare C_2.

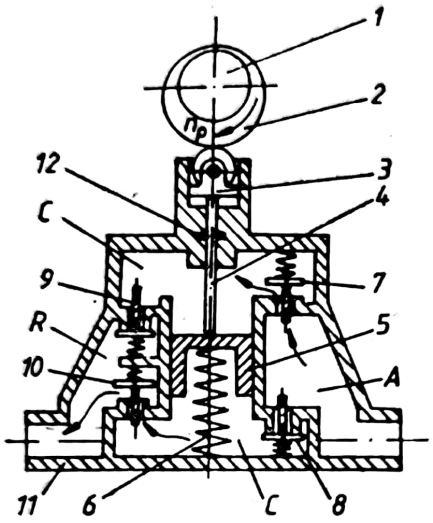


Fig. P.62. Schema pompei de alimentare cu piston cu dublu efect: *1* — arbore cu came; *2* — excentric; *3* — tachet cu rolă; *4* — tijă; *5* — piston; *6* — arc; *7* și *8* — supape de aspirație; *9* și *10* — supape de refulare; *11* — corp; *12* — inel de etanșare; *A* — aspirație; *R* — refulare; *C* — camere de acumulare.

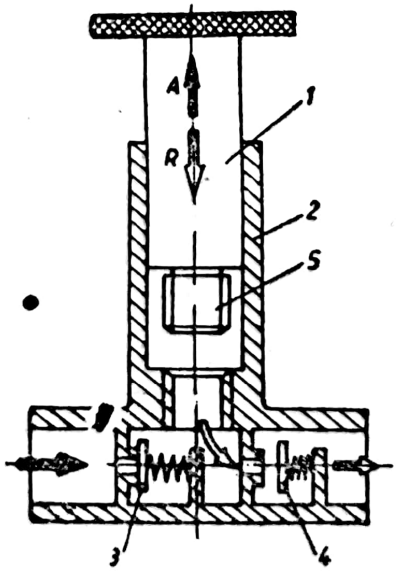


Fig. P.63. Schema pompei de amorsare: *1* — piston; *2* — cilindru; *3* — supapă de aspirație; *4* — supapă de refulare; *5* — portiune filetată; *A* — cursă de aspirație; *R* — cursă de refulare.

La deplasarea pistonului *5*, sub acțiunea arcului *6*, se deschide supapa de refulare *9*, permițînd trecerea motorinei din C_2 în *R*. Concomitent se reumple C_1, din *A*, prin deschiderea supapei de aspirație *8*.

Faptul că la pompa cu dublu efect ambele curse ale pistonului *5* sînt active, face ca debitul de motorină refulată către pompa de injecție să fie dublu (2···20 kg/min), față de pompa cu simplu efect, iar posibilitatea anulării acestuia în timpul funcționării să nu apară niciodată. Aceasta determină creșterea presiunii motorinei, în avalul pompei, la valori care-i impun limitarea; de regulă, limitarea se realizează la 3,5 daN/cm², cu ajutorul unor supape care se montează pe traseul de joasă presiune, între pompa de alimentare și pompa de injecție.

P. de a. cu c. cu piston sînt prevăzute cu pompe manuale de amorsare, care servesc la eliminarea aerului din instalația de alimentare cu combustibil. Pompele de amorsare funcționează după schema de principiu din figura P.63. Pistonul *1* aspiră combustibilul din spațiul de aspirație al p.a. prin supapa de aspirație *3*, în momentul deplasării sale în cilindrul *2*, în sensul săgeții *A*. Motorina este refulată, prin supapa *4*, în spațiul de refulare în momentul în care pistonul *1* se deplasează în sensul săgeții *R*. După amorsare, pistonul *1* este înșurubat, prin porțiunea filetată *5*, în orificiul corespunzător din cilindrul *2*. Pompele de amorsare sînt dimensionate astfel încît să asigure un debit de circa 6 cm³/cursă.

În figura P.64 este prezentat ansamblul unei pompe cu piston, cu dublu efect. În fig. P.65 se prezintă curbele de debit ale pompei.

Pompele de alimentare cu palete asigură transferul combustibilului din rezervor către echipamentul de injecție în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare de puteri mijlocii și mari. Pompele cu palete asigură debite de motorină de 10···100 kg/min și presiuni de refulare de circa 5 daN/cm². Construcția de principiu a pompei cu palete este prezentată în figura P.66. Rotorul *2* este montat excentric, cu excentricitatea *e*, în carcasa *1*. În timpul funcționării, paletele (plăcuțele) *3* se deplasează radial în canalele practicate în rotor și, datorită forței centrifuge, rămîn în permanență în contact cu suprafața interioară a carcasei *1*. Depresiunea creată la creșterea volumului dintre două palete consecutive și carcasă, în zona orificiului de aspirație *A*, determină procesul de aspirație a motorinei în pompă. Scăderea aceluiași volum, în zona orificiului de refulare *R*, determină creșterea presiunii combustibilului și refularea acestuia către pompa de injecție.

Scanned with OKEN Scanner

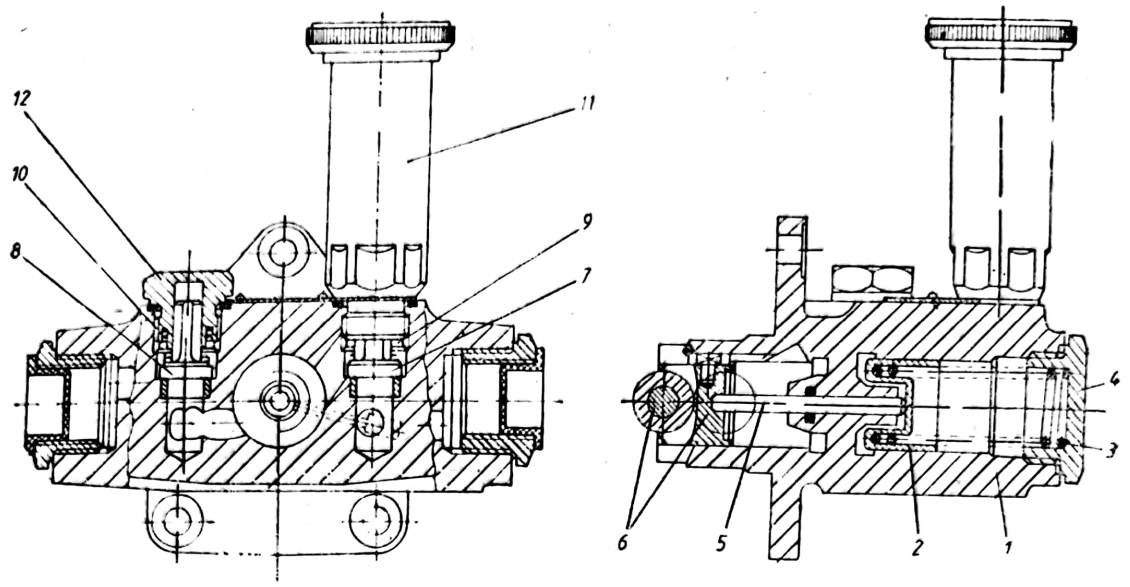


Fig. P.64. Ansamblu unei pompe de alimentare cu piston cu dublu efect tip RO-FP/KD 22 ZWC 47/2:

1 — corp; *2* — piston; *3* — arc; *4* — dop filetat; *5* — tijă; *6* — ansamblu tachet—ax—rolă; *7* — supapă de aspirație; *8* — supapă de refulare; *9* și *10* arcuri; *11* — pompă de amorsare; *12* — dop filetat.

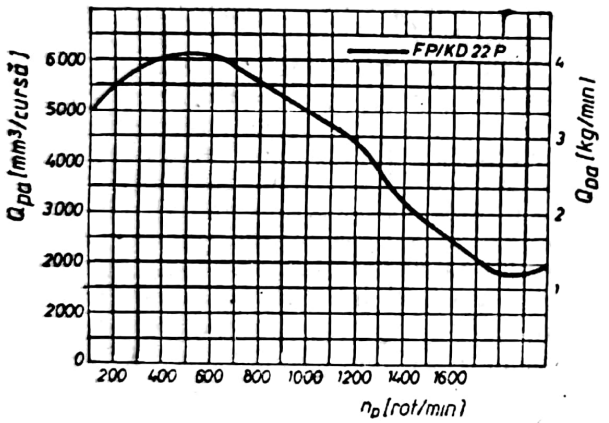


Fig. P.65. Curba de debit a pompei FP/KD 22 P cu piston cu dublu efect.

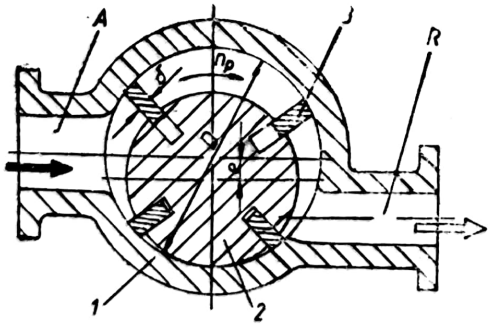


Fig. P.66. Schema pompei de alimentare cu palete:

1 — carcasă; *2* — rotor; *3* — palete; *A* — aspirație; *R* — refulare.

Debitul de motorină refulată de pompa cu palete se determină cu relația:

$$Q_{pa}=2\cdot10^{-6}eB(\pi D-i\delta)n_p\rho\eta_v \quad [kg/min],$$

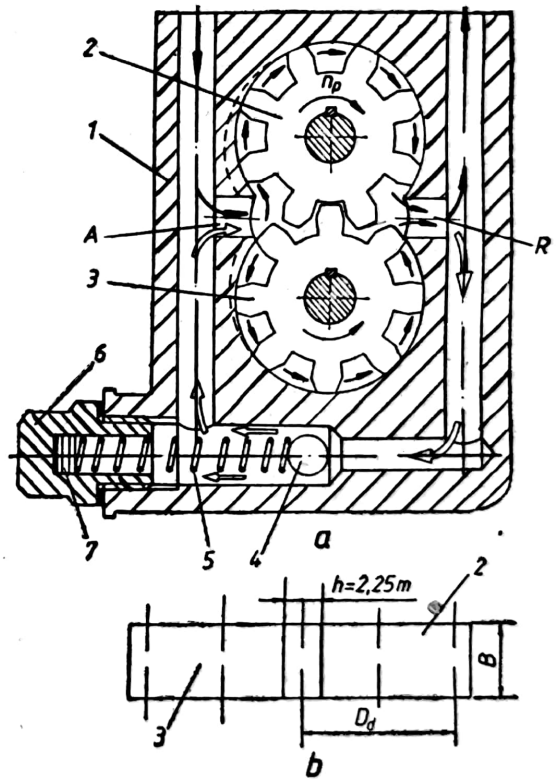


Fig. P.67. Schema pompei de alimentare cu roți dințate:

a — construcție; *b* — reprezentarea angrenajului în vedere frontală; *1* — corp; *2* și *3* — roți dințate; *4* — supapă; *5* — arc; *6* — dop filetat; *7* — șaibe de reglare; *A* — aspirație; *R* — refulare.

în care: *e* este excentricitatea [mm]; *B* — lățimea paletei [mm]; *D* — diametrul interior al carcasei [mm]; *i* — numărul de palete; δ —

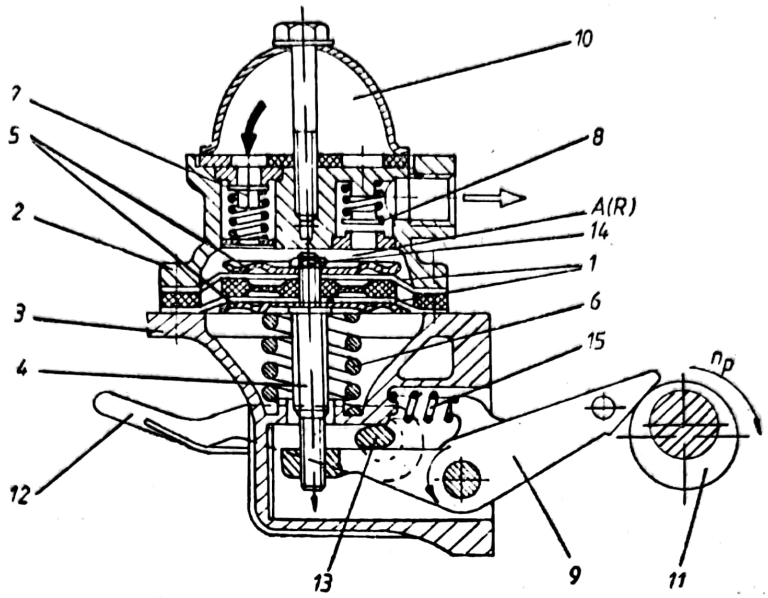


Fig. P.68. Ansamblul unei pompe de alimentare cu membrană:
1 — membrană; *2* — capac; *3* — corp; *4* — tijă; *5* — talere intermediare; *6* — arc; *7* — supapă de aspirație; *8* — supapă de refulare; *9* și *12* — pîrghii de acționare; *10* — cameră de egalizare; *11* și *13* — excentrice; *14* — piuliță; *15* — arc; *A (R)* — aspirație (refulare).

grosimea paletei [mm]; n_p — turația rotorului [rot/min]; ρ — densitatea motorinei [kg/dm³]; η_v — randamentul volumetric.

Pompele de alimentare cu roți dințate se utilizează în instalațiile de alimentare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare de puteri mari și foarte mari. Pompele asigură debite de 70—500 kg/min și presiuni de refulare de circa 5 daN/cm². Pentru reglarea presiunii combustibilului la valori care să nu deterioreze filtrele, precum și pentru menținerea unei valori constante a presiunii în fața filtrelor, pompele cu roți dințate sînt prevăzute cu supape de descărcare de presiune constantă.

Schema de principiu a p.a. cu roți dințate este prezentată în figura P.67. Angrenajul, format din roata conducătoare *2* și roata condusă *3*, este pus în mișcare de arborele cu came al motorului sau cu ajutorul unui electromotor. În corpul *1* sînt practicate canale prin care se realizează aspirația și refularea combustibilului. Supapa de siguranță, formată din bila *4* și arcul *5*, asigură comunicația între aceste canale. Din spațiul de aspirație *A*, combustibilul este preluat atît de roata conducătoare, cît și de roata condusă în spațiul format de fiecare doi dinți consecutivi și transportat pe la periferia roților în spațiul de refulare *R*. Valoarea constantă a acestui spațiu face ca presiunea locală să crească în timpul funcționării datorită transportului continuu de combustibil prin golurile dintre dinții roților dințate. Dacă valoarea presiunii combustibilului depășește o anumită limită, dinainte reglată, atunci se deschide supapa *4*, care permite accesul surplusului de combustibil în spațiul de aspirație *A*. Capacul *6* servește la reglarea valorii presiunii de refulare prin intermediul șaibelor de reglaj *7*.

Debitul de combustibil refulat de pompa cu roți dințate, în ipoteza că volumul golului dintre dinți este egal cu volumul dintelui, se determină cu relația:

$$Q_{pa}=2{,}25\cdot10^{-6}\pi D_d m\cdot B\cdot n_p\rho\cdot\eta_v \text{ [kg/min]},$$

în care: D_d reprezintă diametrul de divizare al roților dințate [mm]; m — modulul roților dințate [mm]; B — lățimea dintelui [mm]; n_p — turația pompei [rot/min]; ρ — densitatea motorinei [kg/dm³]; η_v — randamentul volumetric al pompei.

În cazul motoarelor cu aprindere prin scînteie, pentru deplasarea benzinei din rezervor înspre filtre și carburator sau echipamentul de injecție se utilizează pompe cu membrană și pompe electrice (cu palete, cu vibrator, cu role etc.). Aceste construcții asigură debite de 3—5 ori mai mari decît consumul orar al motorului și presiuni de refulare de pînă la 1 daN/cm² sau mai mari.

Pompele de alimentare cu membrană prezintă ca element principal de lucru membrana *1* (Fig. P.68). Porțiunea centrală a membranei este fixată rigid de tija *4* prin intermediul talerelor *5* și al piuliței *14*. Porțiunea extremă a membranei este fixată între flanșele corpului *3* și capacului *2* ale pompei. În capacul *2* sînt

prevăzute supapele de aspirație *7* și de refulare *8*, iar în corpul *3*, pîrghiile de acționare *9* și *12* și arcul elicoidal cilindric *6*, sub acțiunea căruia se efectuează cursa de refulare a membranei. Cursa de aspirație are loc în momentul în care excentricul *11*, prezent pe arborele cu came al motorului, acționează pîrghia *9*. În acest timp, arcul *6* este comprimat. Depresiunea creată de deplasarea membranei determină deschiderea supapei de aspirație și trecerea benzinei din camera de egalizare *10* în spațiul de aspirație *A*. Cursa inversă a membranei, datorată destinderii arcului *6* ca urmare a eliberării pîrghiei *9* de acțiunea excentricului *11*, determină micșorarea volumului spațiului *A* și, deci, creșterea presiunii benzinei acumulate aici. Valoarea crescută a presiunii determină deschiderea supapei de refulare și debitarea benzinei către filtre și carburator sau echipamentul de injecție. În poziția extremă (de refulare) a membranei, spațiul de aspirație *A* devine spațiu de refulare (*R*). Pîrghia *12* și excentricul *13* permit acționarea manuală a pompei cu membrană, pentru amorsarea circuitului și eliminarea aerului. Arcul *15* servește la menținerea contactului între pîrghia *9* și excentricului *11*.

Debitul refulat de pompa cu membrană se calculează cu relația:

$$Q_{pa}=10^{-6}\cdot(L/4)[d^2+(D-d)s/3]s_p\rho\eta_v \quad [kg/min],$$

în care: D este diametrul nominal (de încastrare) al membranei (Fig. P.69 *a*) [mm]; d — diametrul talerului [mm]; s — cursa membranei [mm]; n — turația excentricului [rot/min]; ρ — densitatea combustibilului [kg/dm^3]; η_v — randamentul volumetric al pompei.

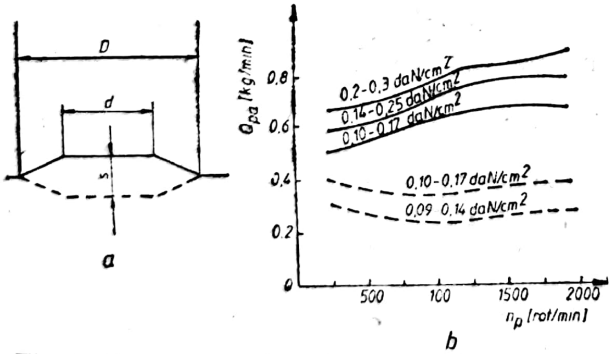


Fig. P.69. Date caracteristice pompelor cu membrană:
a — mărimi dimensionale; *b* — caracteristici de debit (cu linie plină D=70 mm; cu linie întreruptă D=57 mm).

În figura P.69 *b* se prezintă caracteristicile de debit pentru două pompe cu membrană, care diferă prin diametrul nominal al membranei și prin valoarea presiunii relative de refulare.

Pompa electrică cu role se aseamănă constructiv și din punctul de vedere al principiului de funcționare cu pompa cu palete. Paletele dispuse radial în locașurile din rotor sînt înlocuite, la pompa cu role (Fig. P.70), cu o serie de corpuri cilindrice la care raportul l/d=1. Corpurile cilindrice, denumite role, asigură

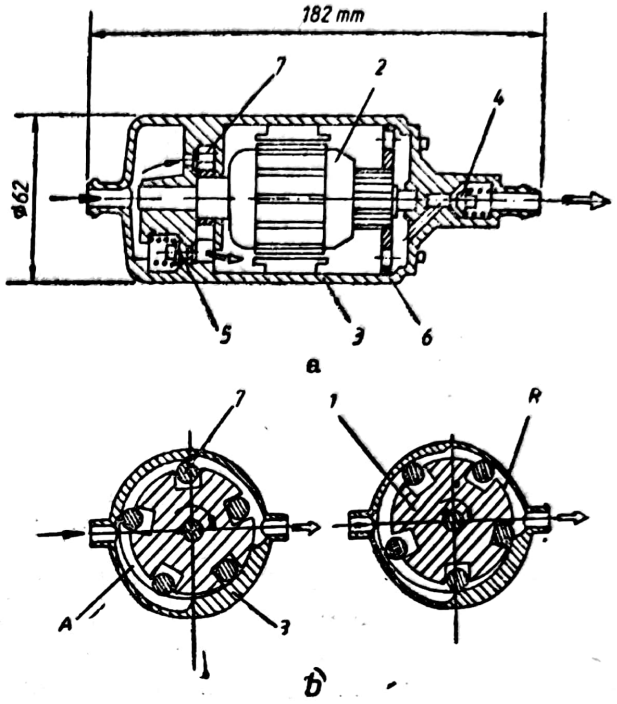


Fig. P.70. Schema pompei electrice cu role:
a — secțiune longitudinală; *b* — secțiune transversală; *1* — rotor; *2* — motor electric; *3* — carcasă; *4* — supapă de refulare; *5* — supapă de presiune constantă; *6* — placă de rigidizare; *7* — role; *A* — aspirație; *R* — refulare.

reducerea importantă a frecării cu suprafața interioară a carcasei datorită contactului liniar (pe generatoare). Din acest motiv, pompele cu role pot fi utilizate și în instalațiile de alimentare cu benzină. Uzura care apare la role se uniformizează în timpul funcționării, întrucît rolele se pot roti liber în locașurile din rotor.

La acest tip de pompă, antrenarea în mișcare de rotație a rotorului *1* se face cu ajutorul motorului electric *2*. Rotorul este montat excentric în carcasa *3*. În timpul funcționării, rolele *7* se deplasează radial și, datorită forței centrifugale, rămîn în permanență în contact cu suprafața interioară a alezajului prelucrat în carcasa *3*. Depresiunea creată la creșterea volumului dintre două role consecutive și alezajul din carcasă, în zona spațiului de aspirație *A*, determină accesul benzinei în pompă. Scăderea volumului respectiv în zona spațiului de refulare *R* determină creșterea presiunii benzinei și refularea acesteia către supapa de refulare *4*. Pompa este prevăzută și cu supapa de presiune constantă, *5*. Motorul electric este introdus în carcasa *3* și inundat cu benzină (pentru răcire).

Scanned with OKEN Scanner

Pompele electrice cu role asigură debite de benzină de circa 2 kg/min, la presiuni de refulare de 2—4 daN/cm².

Calculul debitului de benzină se face cu o relaţie de tipul celei de la pompa cu palete, în care lăţimea B se înlocuieşte cu lungimea rolei cilindrice, grosimea δ cu diametrul rolei, iar numărul de palete, cu numărul de role.

Pompa cu vibrator electromagnetic (Fig. P.71) are ca element activ pistonul *1*

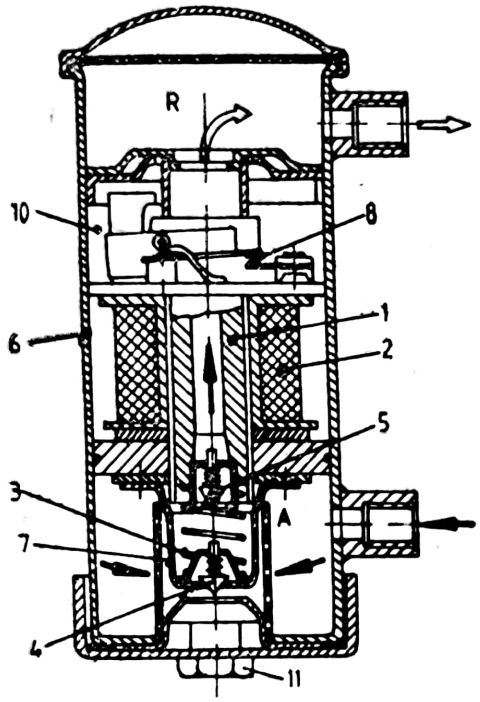


Fig. P.71. Pompă de alimentare cu vibrator electromagnetic:
1 — piston; *2* — bobină; *3* — arc; *4* — supapă de aspiraţie; *5* — supapă de refulare; *6* — corp; *7* — pahar; *8* — contact; *9* — membrană; *10* — cameră de aer; *11* — şurub de drenare; *A* — aspiraţie; *R* — refulare.

care constituie miezul bobinei electromagnetice *2*. Montajul este astfel realizat încît, atunci cînd forţa electromagnetică din bobina *2* atrage pistonul *1*, arcul *3* se comprimă. Cursa pistonului rezultată, ca urmare a atracţiei acestuia de către bobină, permite deschiderea supapei de refulare *5* şi trecerea benzinei, prin orificiul practicat în piston, în spaţiul de refulare *R*. Ridicarea supapei *5* de pe scaunul său şi vehicularea benzinei către spaţiul de refulare *R* se produc datorită creşterii presiunii benzinei în paharul *7*, prin comprimarea acesteia în cursa de refulare a pistonului. În paharul *7* benzina este aspirată din spaţiul de aspiraţie *A*, prin supapa de aspiraţie *4*, în cursa pistonului efectuată ca urmare a destinderii arcului *3*. La finele cursei de aspiraţie, pistonul *1* acţionează contactul *8*, care închide circuitul prin bobina *2*, dînd naştere forţei electromagnetice de atracţie. În acest moment, pistonul este atras în poziţia iniţială, efectuînd o nouă cursă de refulare, concomitent cu comprimarea arcului *3*.

Pompa cu vibrator electromagnetic este de construcţie capsulată şi asigură debite de ordinul 0,5—5 kg/min şi presiuni de refulare de circa 2 daN/cm².

Debitul pompei cu vibrator electromagnetic se determină cu relaţia:

$$Q_{pa}=10^{-6}sf\rho\eta_v d^2/4 \text{ [kg/min]},$$

în care: d şi s reprezintă diametrul şi cursa pistonului [mm]; f — frecvenţa pistonului [oscilaţii/min]; ρ — densitatea benzinei [kg/dm]; η_v — randamentul volumetric al pompei.

Caracteristica de debit a pompei cu vibrator electromagnetic este asemănătoare cu caracteristica de debit a pompei cu piston cu simplu efect.

Pentru alimentarea arzătoarelor de la cazanele cu abur care folosesc combustibili lichizi (în general păcură), se folosesc pompe centrifugale, iar combustibilului, dacă este prea viscos, se preîncălzeşte. În unele cazuri, aceste pompe trebuie să poată debita pînă la 100 t.

La turbine cu gaze se folosesc pompe de injecţie care alimentează injectoarele cu presiuni de 40—60 bar, care pot fi alimentate prin p.a., în general centrifuge, fiind vorba de debite mai importante şi de dimensiuni mai restrînse. Schema de alimentare cu combustibil a unei turbine cu gaze este prezentată în figura P.72.

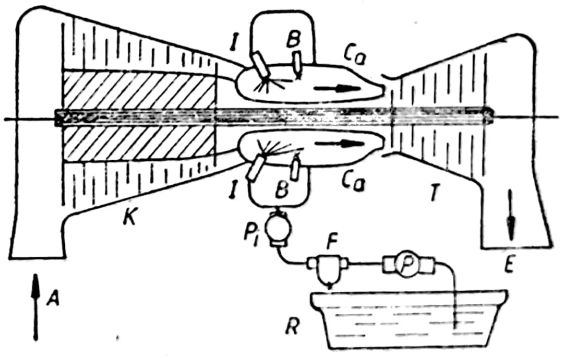


Fig. P.72. Schema de alimentare cu combustibil a unei turbine cu gaze:
K — compresor axial; C_a — camere de ardere; *A* — aspiraţie; *I* — injector; *T* — turbină; *E* — emisie; *F* — filtru; *P* — pompă de alimentare cu combustibil; *R* — rezervor de combustibil; *B* — bujii de aprindere; *P* — pompă de injecţie.

POMPĂ DE APĂ. Maşină hidraulică, folosită la aducţiunea şi distribuţia apei prin conducte în diverse scopuri (alimentarea localităţilor, a sistemelor tehnice, a maşinilor, irigaţiilor

precum și pentru alte necesități). Apa poate proveni din lacuri, rîuri, ploi, izvoare, puțuri sau din mare. Adesea, apa trebuie decantată, purificată și, uneori chiar dezinfectată (v. Epurarea apei).

Pentru alimentarea cazanelor se folosesc **p. de a.** cu piston, centrifuge, cu una sau mai multe trepte.

P. de a. cu piston sînt acționate de mașini cu abur. **P. de a.** cu piston acționate de o mașină cu abur au pistonul legat prin tija sa direct de pistonul pompei și pot fi cu unul sau cu mai mulți cilindri (simplex, dublex, triplex); cele centrifugale sînt acționate cu motoare electrice sau de turbine. Pînă la presiunea de circa 25 bar, ele pot fi cu un etaj, dar pentru presiuni mai ridicate se construiesc cu trepte multiple. În figura P.73 este prezentată o pompă acționată de o mașină de abur, cu un cilindru, pentru alimentarea cu apă a locomotivelor, iar în figura P.74 o pompă centrifugală, acționată de o turbină cu abur pentru același scop.

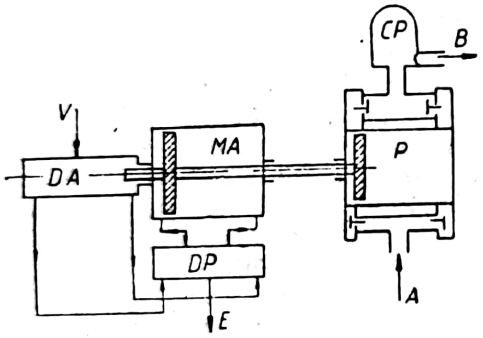


Fig. P.73. Schema de montaj a unei pompe cu piston pentru alimentare cu apă a locomotivelor cu abur (tip Knorr):
MA — mașină cu abur; *P* — pompă de apă; *DA* — distribuția auxiliară; *DP* — distribuția principală; *V* — intrarea aburului; *E* — emisia aburului; *A* — intrarea apei; *B* — ieșirea apei; *CP* — cameră de presiune.

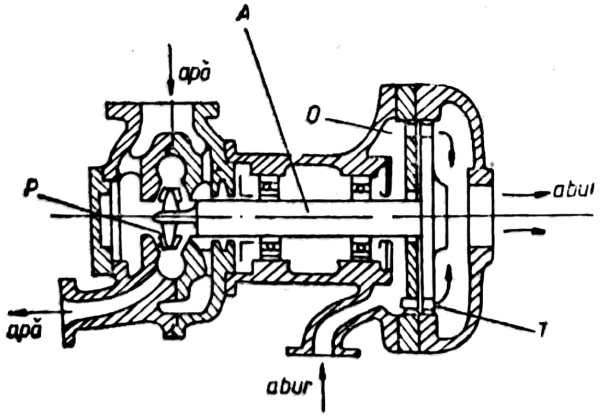


Fig. P.74. Pompă de apă centrifugală pentru locomotive (tip Henschel):
A — arbore de acționare; *T* — turbină; *O* — ajutaje; *P* — pompă centrifugală.

Motoarele cu ardere internă și compresoarele necesită pompe pentru asigurarea circulației apei de răcire. Motoarele staționare și lente, de puteri mari se răcesc cu apă, prin termosifon, fără **p. de a.** (Fig. P.75). La motoarele cu turații ridicate, în circuitul de răcire este inclusă și **p. de a.** pentru activarea răcirii.

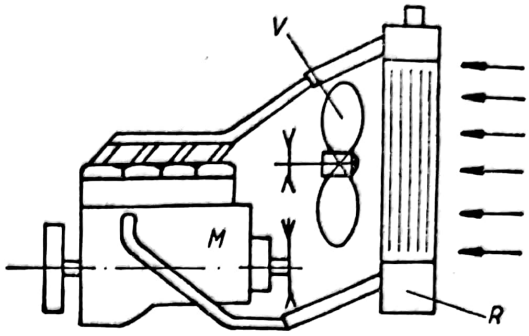


Fig. P.75. Circuit de răcire prin termosifon (motor lent):
M — motor; *R* — radiator; *V* — ventilator.

La motoarele instalate pe autovehicule se folosesc circuite de răcire închise care recirculează în permanență numai o cantitate anumită de lichid. Aceste instalații au **p. de a.** care asigură circulația apei prin motor și prin radiator. Radiatorul evacuează căldura în aerul ambiant, care trece prin radiator atît datorită vitezei vehiculului, cît și a unui ventilator care mărește debitul de aer (Fig. P.76).

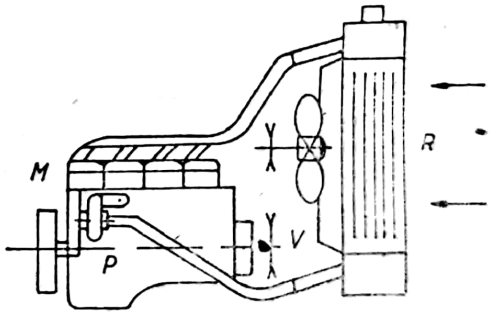


Fig. P.76. Circuit de răcire cu radiator și pompă de apă (motor de autovehicul):
M — motor; *P* — pompă de apă; *R* — radiator; *V* — ventilator.

POMPĂ DE BALEIAJ. Agregat care asigură evacuarea forțată a gazelor arse din cilindrii motoarelor cu ardere internă în doi timpi, prin dislocarea gazelor arse de către încărcătura proaspătă comprimată la presiuni reduse (de ordinul a 1,3 daN/cm²).

Cea mai simplă construcție de **p. de b.** o constituie pompa cu piston comun cu pistonul motorului. La aceasta, pistonul motorului îndeplinește și funcția de **p. de b.**, în momentul în care efectuează cursa de la punctul mort interior la punctul mort exterior. În acest scop, carterul motorului se execută etanș și este

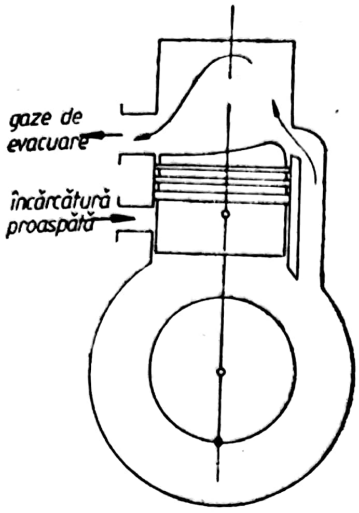


Fig. P.77. Schema pompei de baleiaj.

prevăzut cu un orificiu controlat de piston (Fig. P.77) prin care pătrunde încărcătura proaspătă. Carterul este de tip „uscat". Admisia încărcăturii proaspete în carter se produce la deplasarea pistonului de la punctul mort exterior la punctul mort interior.

Motoarele în doi timpi care folosesc acest tip de **p. de b.** se numesc motoare cu baleiaj prin carter. Avantajul principal al baleiajului îl constituie simplitatea constructivă. Dezavantajul constă în imperfecțiunea baleiajului. Utilizarea baleiajului prin carter este specifică motoarelor în doi timpi de puteri foarte mici.

Pentru motoarele în doi timpi de puteri mari și foarte mari (motoare navale, de exemplu) se folsesc **p. de b.** cu piston antrenate prin intermediul mecanismului motor. Soluția este dezavantajoasă, deoarece implică un consum de energie suplimentar și un număr mare de piese componente (supape tije etc.).

În cazul în care motoarele în doi timpi sînt supraalimentate, pentru supraalimentare și baleiaj se folosesc agregate de supraalimentare și baleiaj de tipul suflantelor și compresoarelor (v. Suflantă; Compresor).

POMPĂ DE CĂLDURĂ (Sin.: Pompă termică). Mașină termică care, funcționînd după ciclul termodinamic inversat, realizează un transfer de căldură invers celui natural (de la un mediu cu temperatură mai coborîtă către un alt mediu cu temperatură mai ridicată). Termenul de **p. de c.** a fost sugerat de analogia sa cu o pompă hidraulică care deplasează un lichid de jos în sus. Este utilizată pentru ridicarea nivelului termometric al unei cantități oarecare de căldură (disponibilă în mod gratuit — mediu ambiant, sau foarte ieftină — (surse deșeu) de temperatură prea coborîtă pentru a fi utilizată ca atare. Necesită pentru funcționare un consum de energie. P. de c. reprezintă o soluție de obținere a unui agent cald pe altă cale decît soluția clasică (arderea unui combustibil), permițînd, totodată, și utilizarea surselor de căldură deșeu sau regenerabile cu potențial termoelectric coborît. Din punct de vedere teoretic, constructiv și funcțional, instalația de **p. de c.** este identică instalației frigorifice, diferența dintre ele fiind determinată de nivelul de temperatură al mediului de lucru utilizat.

P. de c. pot fi clasificate după următoarele criterii:

— după *natura mediului* și *principiul de realizare al ciclului* (cu comprimare de vapori, cu comprimare de gaze, cu absorbție, cu ejecție de abur, termoelectrice);

— după *puterea consumată de instalație*: mici — sub 1 kW, mijlocii — 2···20 kW, mari — 50···1 000 kW, foarte mari — peste 1 000 kW;

— după *mediul care cedează căldură și cel ce o primește* (aer-aer, apă-aer, aer-apă, apă-apă, sol-aer/apă, soare-aer/apă);

— după *scopul utilizării* (pentru producerea simultană a frigului și căldurii, destinate recuperării căldurii cu potențial termometric scăzut, pentru încălzire etc.).

P. de c. cu comprimare mecanică de vapori. Schema de principiu și ciclul de funcționare al unei **p. de c.** cu comprimare mecanică de vapori sînt prezentate în figura P.78. Agentul

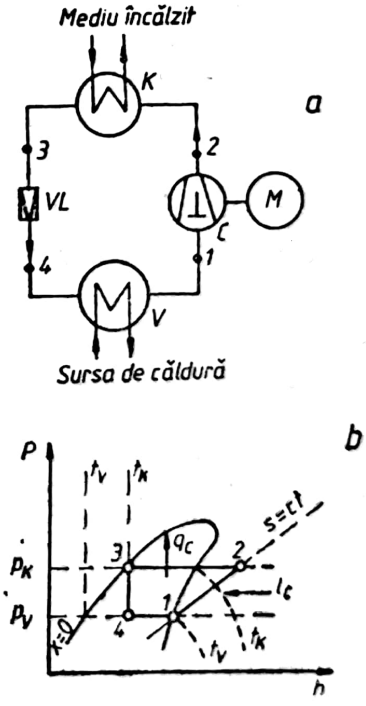


Fig. P.78. Pompă de căldură cu compresie mecanică de vapori:
a — schemă de funcționare; *M* — motor electric; *C* — compresor; *K* — condensator; *V* — vaporizator; *VL* — ventil de laminare; *b* — ciclu termodinamic.

de lucru fierbe în vaporizator la o presiune aproximativ egală cu presiunea atmosferică, preluînd căldură de la o sursă rece (mediul ambiant sau o sursă deșeu). Vaporii rezultați sînt comprimați în compresor pînă la o presiune la care temperatura de saturație ajunge la nivelul temperaturii sursei calde (mediul încălzit), astfel încît prin condensare să se cedeze căldură către aceasta. Lichidul rezultat este laminat într-un ventil de laminare pînă la presiunea de vaporizare corespunzătoare temperaturii sursei reci și procesele se repetă. Tabelul P.18 prezintă unele caracteristici ale

Tabelul P.18

Caracteristicile principalilor agenți de lucru utilizați în pompele de căldură cu compresie mecanică de vapori

Agentul	Formula chimică	Masa molară [kg/kmol]	Presiune de saturație 0°C [bar]	Presiune de saturație 50°C [bar]	Putere termică specifică 0/50°C [kJ/m³]
R 11	$CFCl_3$	137,38	0,41	2,42	440
R 12	CF_2Cl_2	120,92	3,09	12,24	2 290
R 22	CHF_2Cl	86,48	5,00	19,33	3 630
R 114	C_2F_4Cl	170,93	0,90	4,58	740
R 502	48,8% CHF_2 + 51,2% CF_2Cl—CF_3	111,60	5,84	21,43	3 596
R 717	NH_3	17,03	4,29	20,33	4 320
R 12B1	$CBrF_2Cl$	165,40	1,19	5,50	1 064

agenților de lucru utilizați în instalațiile de **p. de c.** cu comprimare de vapori. Dintre aceștia mai des este utilizat freonul R12, el prezentînd valori favorabile din toate punctele de vedere (presiuni de lichefiere moderate, presiuni de vaporizare superioare presiunii atmosferice, căldura de vaporizare ridicată. Se utilizează, de asemenea, în special pentru compresoare volumetrice (cu piston sau elicoidale), și alți freoni cum ar fi R22 sau R502, precum și amoniacul care, avînd cea mai mare căldură de vaporizare, necesită debite mici. ceea ce conduce la utilizarea de compresoare mici. Presiunile de saturație fiind ridicate, se limitează utilizarea acestora la temperaturi ale sursei calde ce nu depășesc 60°C. Pentru turbocompresoare, agenții mai potriviți sînt R 11 și R 114 care, însă, pentru temperaturi de vaporizare la nivelul temperaturii mediului ambiant, intră în depresiune (sub 23°C la R11 și sub 3°C la R 114). Cu rezultate bune poate fi utilizat pentru turbocompresoare și freonul R 12. Pentru domenii de temperatură mai ridicate (peste 80°C, **p. de c.** de înaltă temperatură) există agenții R 12 B1 și R 114.

Eficiența termică μ a ciclului, deci a **p. de c.** se exprimă prin relația:

$$\mu = \frac{|q_c|}{|l_c|},$$

în care q_c este căldura cedată la temperatură ridicată, denumită și puterea termică specifică, iar l_c — lucrul mecanic specific de comprimare (v. Fig. P.78). Dacă se ține seama și de randamentul mecanic al instalației μ_m, eficiența termică efectivă μ_e se exprimă prin relația:

$$\mu_e = \mu \cdot \mu_m,$$

valorile orientative pentru μ_e fiind prezentate în tabelul P.19.

Tabelul P.19

Eficiența termică efectivă a pompelor de căldură cu comprimare mecanică de vapori (valori orientative)

Domeniul de utilizare	μ_c
Sisteme de încălzire cu radiatoare	2,2—3,8
Sisteme de încălzire a apei pînă la 45°C	3,5—5,9
Încălziri cu apă la 70°C folosind căldura apei din surse naturale	2,2—3,8
Încălziri cu apă fierbinte folosind căldura din apele reziduale	3,0—7,0
Sisteme de preîncălzire a apei pentru bazine de înot	4,0—7,0
Instalații de concentrare a soluțiilor cu puncte de fierbere mari	5,0—9,0
Instalații de concentrare a soluțiilor cu punct de fierbere coborît, instalații de desalinizare și uscare	10,0—25,0

P. de c. cu comprimare mecanică de vapori se construiesc într-o singură treaptă avînd în vedere diferența redusă de temperatură între sursele de căldură. În scopul creșterii eficienței μ se utilizează subrăcirea agentului de lucru cu vapori reci (procesul 3—4). Schema și ciclul unei instalații cu subrăcire sînt prezentate în figura P.79.

Secționarea compresorului unei instalații de **p. de c.** cu comprimare mecanică de vapori se face cu motoare electrice sau cu motoare cu ardere internă. În cazul acționării electrice, considerînd căldura furnizată q_c de 100%, este necesar un consum de căldură la centrala termoelectrică pentru producerea energiei mecanice l_c de cca 92% (Fig. P.80).

În cazul acționării compresorului **p. de c.** cu un motor cu ardere internă eficiența termică a ciclului crește, deoarece la q_c se adaugă atît

Scanned with OKEN Scanner

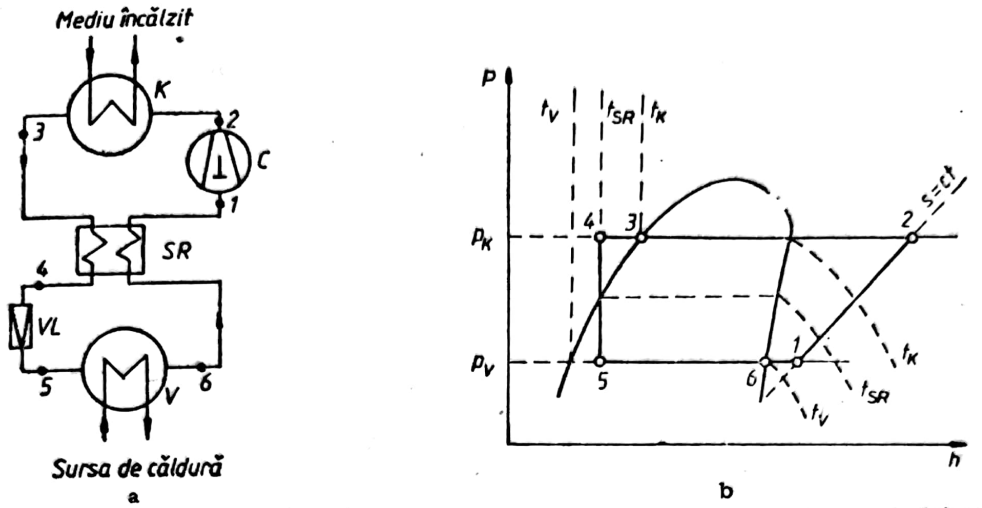


Fig. P.79. Pompă de căldură cu compresie mecanică de vapori cu subrăcire: *a* **— schemă de funcţionare;** *C* **— compresor;** *K* **— condensator;** *V* **— vaporizator;** *VL* **— ventil de laminare;** *SR* **— subrăcitor;** *b* **— ciclu termodinamic.**

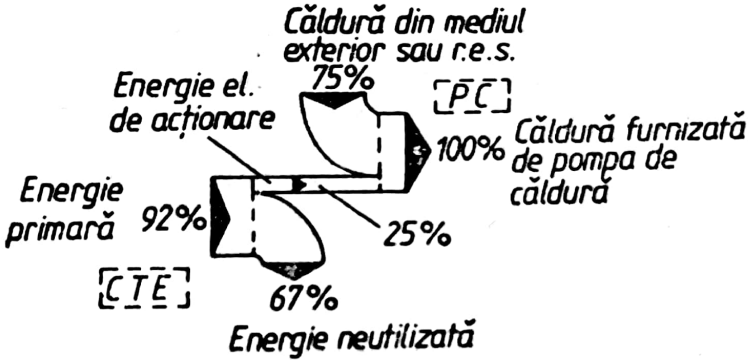


Fig. P.80. Bilanţul de energie al pompei de căldură cu compresie mecanică de vapori.

căldura cedată în circuitul de răcire al acesteia, cît şi aceea conţinută în gazele evacuate din motor la eşapament (Fig. P.81). Bilanţul energetic arată (Fig. P.82) că pentru $l_e=100\%$ consumul de căldură la motorul cu ardere internă este de 57%, pierderile reprezentînd 12% (căldura prin suprafeţele exterioare calde

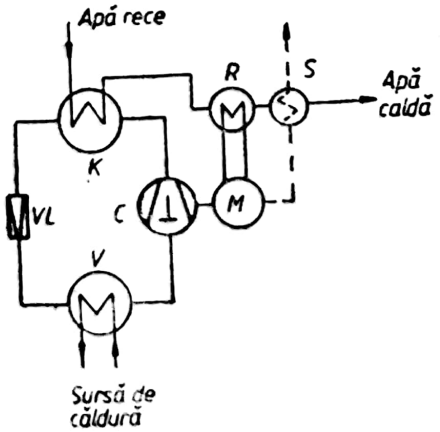


Fig. P.81. Pompă de căldură cu compresie mecanică acţionată cu motor cu ardere internă:
C **— compresor;** *V* **— vaporizator;** *K* **— condensator;** *VL* **— ventil de laminare;** *M* **— motor cu ardere internă;** *R* **— radiatorul sistemului de răcire al motorului;** *S* **— răcitor de gaze de ardere;**

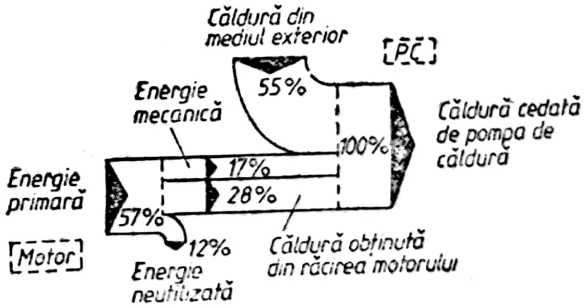
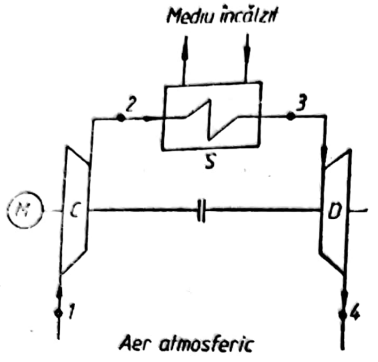


Fig. P.82. Bilanţul de energie al pompei de căldură cu compresie mecanică acţionată cu motor cu ardere internă.

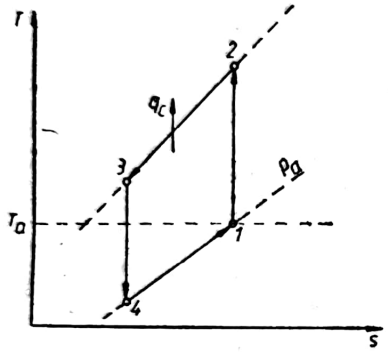
ale motorului). Din punct de vedere al bilanţului energetic, soluţia acţionării prin motoare cu ardere internă apare mai avantajoasă, dar combustibilul utilizat (motorină, gaze naturale) are valoarea economică mai ridicată în raport cu cărbunele inferior utilizat la centralele termoelectrice.

Scanned with OKEN Scanner

P. de c. cu comprimare mecanică cu gaze. În figura P.83 sînt prezentate schema de principiu și ciclul unei p. de c. cu gaze. Agentul de lucru (în mod obișnuit aer) este comprimat



a



b

Fig. P.83. Pompă de căldură cu gaze:
a — schemă de principiu; *M* — motor de acționare; *C* — turbocompresor; *D* — turbodetentor; *S* — schimbător de căldură; *b* — ciclul termodinamic.

într-un turbocompresor (1-2), (căpătînd o temperatură ridicată). El va ceda căldură q_c transformarea *2-3*) într-un schimbător de căldură, după care se destinde (*3-4*) într-un turbodetentor. Apoi agentul de lucru, cu temperatura coborîtă, se încălzește (*4-1*), absorbind căldură de la mediul ambiant. Pentru aer, se renunță la încălzirea *4-1*, turbocompresorul aspirînd aer din mediul ambiant. Într-o astfel de instalație, aerul rece (cu temperatura de $-50 \ldots -60$°C), evacuat din turbodetentor, circulă printr-un tunel frigorific, realizînd răcirea și congelarea produselor, iar cel refulat de compresor cu temperatura ridicată (de cca 200°C) este utilizat pentru încălzire socială, preparare de apă caldă menajeră sau industrială etc. Notînd cu q_l căldura cedată de p. de c. și cu q_a cea absorbită, eficiența termică a unei astfel de instalații $\mu = |q_l|/|l|$ (v. Fig. P.82) are valori de 1,5—2, iar eficiența termică totală, avînd în vedere dublul efect de încălzire și răcire pe care îl realizează, $\mu_t = (|q_l| + q_a)/|l|$, de cca 2,5.

P. de c. cu absorbție. Instalațiile cu absorbție utilizează ca agent de lucru amestecul binar apă-amoniac (săruri sau hidroxizi) sau apă-bromură de litiu. Funcționarea acestor instalații constă în separarea (desorbția) prin fierberea soluției a unuia din componenții soluției binare (amoniacul), apoi condensarea lui la o temperatură mai scăzută și refacerea soluției inițiale prin absorbția componentului separat înapoi în amestec.

În această succesiune de procese, se preia căldură de la un mediu cu o temperatură mai coborîtă și se cedează căldură unui alt mediu, cu temperatură mai ridicată. Mediul cu temperatură mai coborîtă (sursa de căldură) poate fi: aer, apă de rîu, apă de mare, apă provenită de la un puț de adîncime etc. Mediul cu temperatură mai ridicată (căruia i se cedează căldură) poate fi, de asemenea, aer sau apă. Ca sursă de energie, instalațiile cu absorbție utilizează căldura de condensare a aburului, gaze de ardere, apă fierbinte sau energia electrică consumată de o rezistență de încălzire.

Schema de funcționare (de principiu) a unei instalații de pompă termică cu absorbție este prezentată în figura P.84. În generatorul

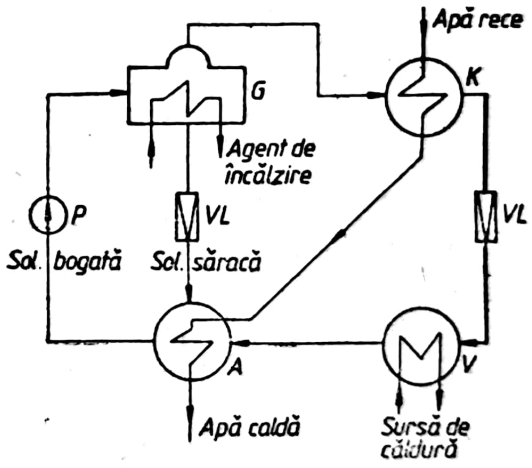


Fig. P.84. Pompă de căldură cu obsorbție:
G — generator de vapori; *K* — condensator; *VL* — ventil de laminare; *V* — vaporizator; *A* — absorbitor; *P* — pompă.

de vapori *G*, încălzit printr-un procedeu oarecare (abur, gaze de ardere, electric, etc.) se separă prin fierbere, la o temperatură de circa 120—180°C, unul din componenții soluției binare sub formă de vapori. Componentul separat este condensat în condensatorul *K*, la o temperatură de circa 40—60°C și, după ce este trecut prin ventilul de laminare *VL*, în scopul reducerii presiunii, este vaporizat, la o temperatură de circa 10—15°C, în vapori-

zatorul V. Vaporii astfel obținuți (de presiune joasă) trec în absorbitorul A, în care sînt absorbiți în soluția de concentrație mică (soluție săracă), refăcîndu-se soluția binară inițială de concentrație mare (soluția bogată). Pompa de circulație reintroduce soluția bogată în generatorul de vapori, în care ea devine cu timpul săracă. Procesul de absorbție al vaporilor în soluția săracă în absorbitor se desfășoară cu degajare de căldură. Căldura obținută prin răcirea absorbantului și condensatului este folosită ca sursă de căldură. Mediul răcit cedează căldură în vaporizator.

Eficiența p. de c. cu absorbție se definește prin relația:

$$\mu = \frac{|Q_A| + |Q_C|}{|Q_G|},$$

unde: Q_A este căldura cedată în absorbitor; Q_C — căldura cedată în condensator; Q_G — căldura introdusă în generatorul de vapori. Din diagrama de bilanț energetic (Fig. P.85)

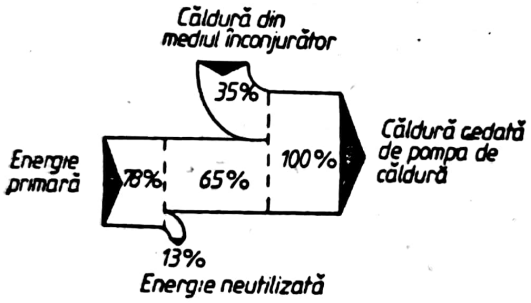


Fig. P.85. Bilanțul de energie al pompei de căldură cu absorbție.

rezultă un consum de energie primară (căldură) de 78% pentru realizarea a 100% de căldură livrată de p. de c., din care „pierderea de energie" este de circa 300%.

Instalațiile cu absorbție au, în general, o eficiență redusă ($\mu = 1{,}6-1{,}8$ pentru instalații într-o singură treaptă). Siguranța mare în funcționare și faptul că pot folosi pentru încălzirea generatorului de vapori G căldura deșeu din diverse procese termice, fac ca acest tip de instalație să reprezinte soluția cea mai eficientă.

P. de c. cu ejecție. Acest tip de pompă este mai puțin utilizată în comparație cu celelalte tipuri. Totuși, ea prezintă o serie de avantaje, mai ales cînd se dispune de abur deșeu de la o priză intermediară a unei turbine sau de la un proces tehnologic oarecare.

În figura P.86 este prezentată schema de principiu a unei p. de c. cu ejecție, utilizînd ca agent de lucru apa. Instalația este formată din două circuite: circuitul de prelucrare a căldurii de la sursa caldă și cedare a căldurii

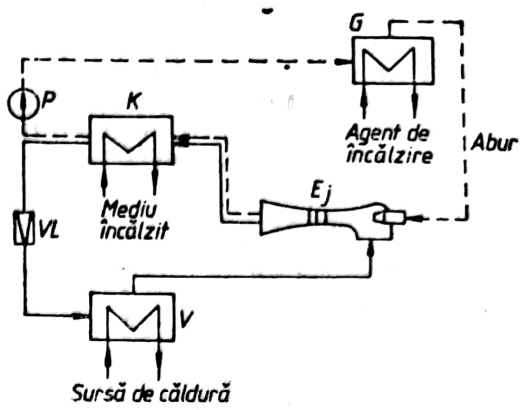


Fig. P.86. Pompă de căldură cu ejecție de abur:
G — generator de vapori; K — condensator; V — vaporizator; E_j — ejector; VL — ventil de laminare; P — pompă.

mediului ce trebuie încălzit, parcurs de fluidul de lucru propriu-zis și circuitul fluidului „motor al ejectorului", care este abur. În vaporizatorul V se realizează vaporizarea apei prin preluarea căldurii Q_0 de la sursa de căldură disponibilă (care este de obicei aer sau apă). Procesul are loc la temperatura t_0, care depinde de temperatura sursei de căldură și la presiunea de saturație p_0, corespunzătoare temperaturii t_0. În cazul apei, valorile presiunii p_0 sînt foarte reduse (în cazul vaporizării la temperaturi $t_0 = 15-20°C$, presiunea de saturație este $p_0 = 0{,}017-0{,}024$ bar). În ejectorul E_j vaporii produși în vaporizator sînt comprimați de la presiunea p_0 pînă la presiunea p_c, presiunea de saturație a apei corespunzătoare temperaturii t_c, la care se urmărește să se cedeze căldura în condensatorul K. Pentru aceasta se folosește abur produs în generatorul de vapori G cu o presiune de 4—5 bar. Amestecul format din aburul destins și vaporii aspirați din vaporizator este comprimat în ejector și trimis în condensatorul K în care se cedează căldură Q_C către mediul ce trebuie încălzit prin condensare. Condensul rezultat este divizat în două fracțiuni egale de debitele care au intrat în ejector. O parte este laminată în ventilul de laminare VL de la presiunea p_c pînă la presiunea p_0, reintrînd în vaporizator, iar o altă parte este trimisă de pompa P înapoi în generatorul de vapori.

Avantajele utilizării p. de c. cu ejecție sînt: construcție simplă, deservire și întreținere ușoară, durată mare de funcționare, ejectorul fiind un compresor fără piese în mișcare.

P. de c. termoelectrică. Se bazează pe efectul Peltier [v. Peltier (Efectul)]. Fenomenul constă în faptul că, la trecerea unui curent continuu prin circuitul format din mai multe conductoare *1* și *2* ce se succed alternativ, confec-

Scanned with OKEN Scanner

ționate din materiale diferite (Fig. P.87), în locurile de contact (suduriile *1*; *2*) apare un efect termic diferit de acela din locurile de contact (*2*; *1*). Dacă în primele apare o degajare de căldură, în celelalte apare o absorbție de căldură și invers, în funcție de sensul curentului electric, rezultînd în acest fel o diferență de temperatură între aceste locuri în contact. Funcționarea **p. de c.** termoelectrice a devenit foarte actuală și, totdată, foarte importantă odată cu apariția materialelor semiconductoare, demonstrîndu-se teoretic și practic că această metodă este comparabilă ca eficiență economică și comoditate cu cele mai moderne dintre **p. de c.** clasice.

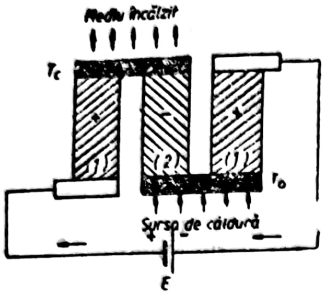


Fig. P.87. Principiul pompei de căldură termoelectrice.

Eficacitatea maximă se obține cînd unul dintre materialele folosite este un semiconductor cu adaosuri donatoare (—), iar celălalt un semiconductor cu adaosuri acceptatoare (+). Dacă sensul curentului este în așa fel încît electronii liberi ai semiconductorului cu adaosuri donatoare (—) se deplasează înspre „golurile" semiconductorului cu adaosuri acceptatoare (+), atunci, la locul de contact, diferența de energie se transformă în căldură; cînd sensul curentului face ca electronii și „golurile" să se deplaseze în sensuri opuse, la locul de contact apare o răcire, Pentru brațul pozitiv se folosesc uzual aliaje de Sb_2Te_3 (antimontelurid) și Bi_2Te_3 (bismuttelurid), iar pentru brațul negativ aliaje Bi_2Te_3 și Bi_2Se_3. Utilizarea combinațiilor din aceste materiale a condus la obținerea între suduri de diferențe de temperaturi de pînă la 60°C.

Principalele avantaje ale **p. de c.** termoelectrice sînt: simplitatea construcției, lipsa de uzură, posibilitatea reglării continue a temperaturii T_0 prin variația intensității curentului electric. Dezavantajele principale sînt: costul ridicat al semiconductoarelor, fragilitatea termoelementelor la șocuri, necesitatea funcționării continue, fără întreruperi, pentru preîntîmpinarea conducției spre exterior.

P. de c. aer-aer. Sînt instalații de puteri mici, fiind folosite pentru încălzirea încăperilor de locuit, birourilor, caselor individuale etc. Aceste instalații au drept sursă de căldură aerul exterior, aerul recirculat prin ventilația încăperilor, sau aerul evacuat din spațiile încălzite. Schema de principiu a unui astfel de **p. de c.** este prezentată în figura P.88.

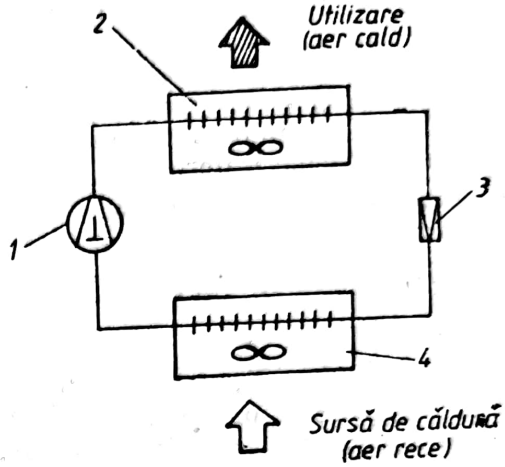


Fig. P.88. Schema de principiu a unei pompe de căldură aer-aer:
1 — compresor; *2* — condensator; *3* — ventil de laminare; *4* — vaporizator.

Construcțiile din regiuni climatice aspre, unde ventilația naturală nu este posibilă, sînt prevăzute cu ventilarea forțată a aerului din bucătării și săli de baie, aerul necesar reprezentînd 15—25 m^3/m^3 încăpere·h. Aerul evacuat din aceste încăperi cu o temperatură de circa 20°C reprezintă o sursă de căldură pentru o **p. de c.** aer-aer, capabilă să încălzească aerul proaspăt introdus în încăperile de locuit.

În figura P.89 este prezentată schema unei instalații de **p. de c.** utilizată în instalațiile de încălzire și climatizare a unei piscine.

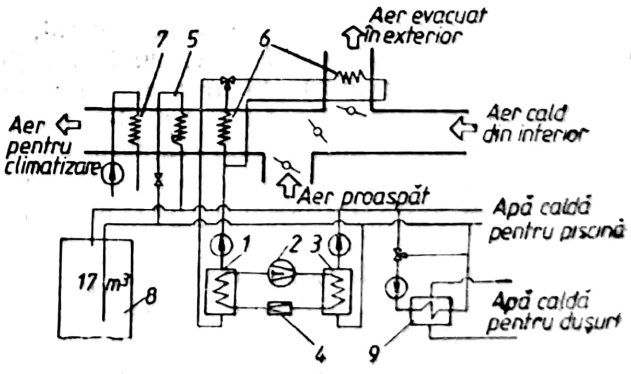


Fig. P.89. Pompă de căldură utilizată pentru încălzirea și climatizarea unei piscine:
1 — vaporizator; *2* — compresor; *3* — condensator; *4* — ventil de laminare; *5* — baterie de încălzire pentru climatizare; *6* — butelie de răcire; *7* — baterie de încălzire suplimentară; *8* — rezervor tampon; *9* — schimbător de căldură.

Scanned with OKEN Scanner

Sistemul de ventilație aspiră aerul cald din interior, parțial îl evacuează către exterior, iar restul îl recirculă amestecîndu-l cu aer proaspăt. Agentul rece, care circulă în bateriile situate în canalul de aer, preia căldură de la acesta și o transmite vaporizatorului. Căldura cedată în condensator este preluată de apa din sistemul de încălzire. Acesta cuprinde bateriile de încălzire a aerului ventilat, schimbătoarele de căldură pentru încălzirea apei din bazinul piscinei și boilerele pentru apa caldă necesară dușurilor. Deoarece **p. de c.** nu poate acoperi întreg necesarul de căldură, funcționează în paralel cu un sistem clasic de încălzire (sistem bivalent).

P. de c. aer-apă și apă-aer. **P. de c.** aer-apă sînt agregate de puteri mici și medii, care preiau căldura din aerul exterior sau din aerul evacuat din încăperi, cedînd-o unui circuit de încălzire cu apă de joasă temperatură.

P. de c. apă-aer sînt, de asemenea, agregate de putere medie, utilizate mai ales pentru încălzirea birourilor, sălilor de spectacole etc. Acestea preiau căldura dintr-o sursă de apă caldă de joasă temperatură sau din rezervoare de acumulare și o distribuie în încăperi sub formă de aer cald.

P. de c. aer-apă și apă-aer sînt utilizate și pentru recuperarea resurselor energetice secundare. Sursele de căldură pot fi gazele sau lichidele calde evacuate din diferite procese tehnologice, iar mediile încălzite pot fi aerul necesar ventilării și încălzirii încăperilor, aerul necesar proceselor de uscare, sau apa necesară unor procese tehnologice sau scopuri menajere.

Pentru locuințele individuale, **p. de c.** aer-apă poate asigura cu succes încălzirea în perioadele în care temperatura mediului exterior nu coboară sub 3—4°C, în perioadele mai reci fiind necesară utilizarea în continuare a unei soluții clasice de încălzire. S-a constatat că în aceste instalații se obțin eficiente termice $\mu = 3-4$.

Schema unei **p. de c.** aer-apă, funcționînd cu recuperarea căldurii din aerul extras din încăperi este prezentată în figura P.90. Căldura este livrată sub formă de apă caldă într-un sistem de încălzire a camerelor prin planșeu.

În figura P.91, este prezentată schema unei **p. de c.** aer-apă, utilizată pentru încălzirea și prepararea apei calde pentru o locuință. Instalația este prevăzută cu un acumulator de căldură și cu o **p. de c.** I, care funcționează pentru încălzire pînă la temperatura exterioară de —3°C, preluînd căldura de la aerul exterior. Sub această temperatură exterioară intră în funcțiune **p. de c.** II, care preia căldura din acumulatorul de căldură ce conține apa încălzită prin subrăcirea agentului frigorific lichid din circuitul **p. de c.**

În figura P.92, este prezentată schema de principiu a unei **p. de c.** apă-aer, utilizată pentru

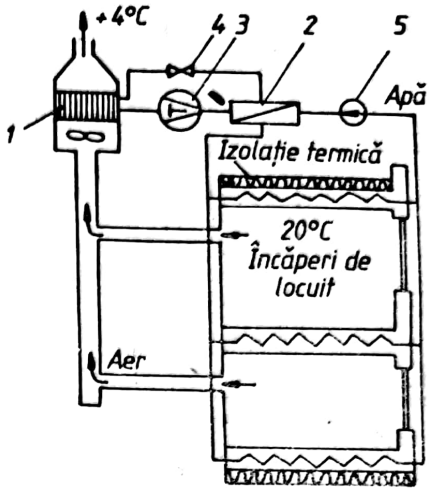


Fig. P.90. Pompă de căldură aer-apă cu recuperarea căldurii din aerul extras din încăperi:
1 — vaporizator; *2* — condensator; *3* — compresor; *4* — ventil de laminare; *5* — pompă.

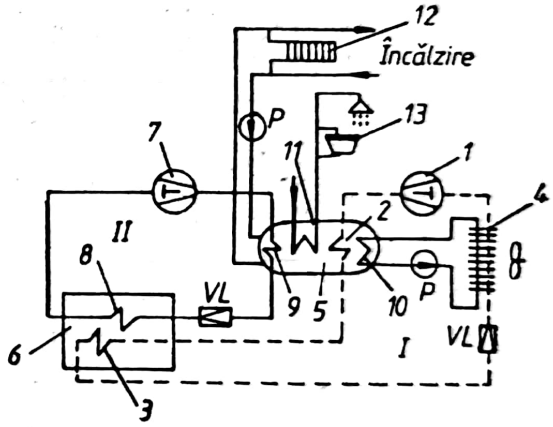


Fig. P.91. Pompă de căldură aer-apă pentru încălzirea și prepararea apei calde menajere pentru o locuință:
1 — compresor principal; *2* — condensator; *3* — subrăcitor; *4* — baterie de răcire cu ventilator pentru preluarea căldurii de la aer; *5* — acumulator rapid de căldură; *6* — acumulator lent de căldură; *7* — compresor secundar; *8* — vaporizator; *9* — condensator; *10* — încălzitor de apă pentru decongelarea bateriei de răcire; *11* — schimbător de căldură pentru apa caldă menajeră; *12* — convectoare de încălzire; *13* — camera de baie.

climatizarea unei săli de spectacole. În timpul verii, cînd aerul introdus în sala de spectacole trebuie răcit, prin comutarea corespunzătoare a ventilelor distribuitoarelor *8*, schimbătorul de căldură *6* este conectat în circuitul vaporizatorului prin el circulînd în acest fel apă rece. Condensatorul este răcit cu apă provenită din canalizarea industrială cu temperatura de 14—19°C.

P. de c. apă-apă. Extrag căldura din apă (riuri, lacuri, apa mării, pînză freatică) și

Scanned with OKEN Scanner

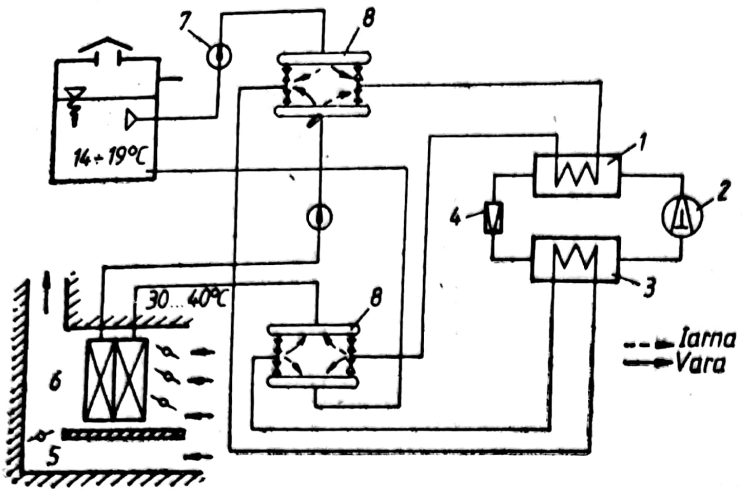


Fig. P.92. Pompă de căldură apă-aer pentru climatizarea unei săli de spectacol:
1 — condensator; *2* — compresor; *3* — vaporizator; *4* — ventil de laminare; *5* — canalizare industrială; *6* — cameră de condiționare; *7* — pompă; *8* — distribuitoare de sens.

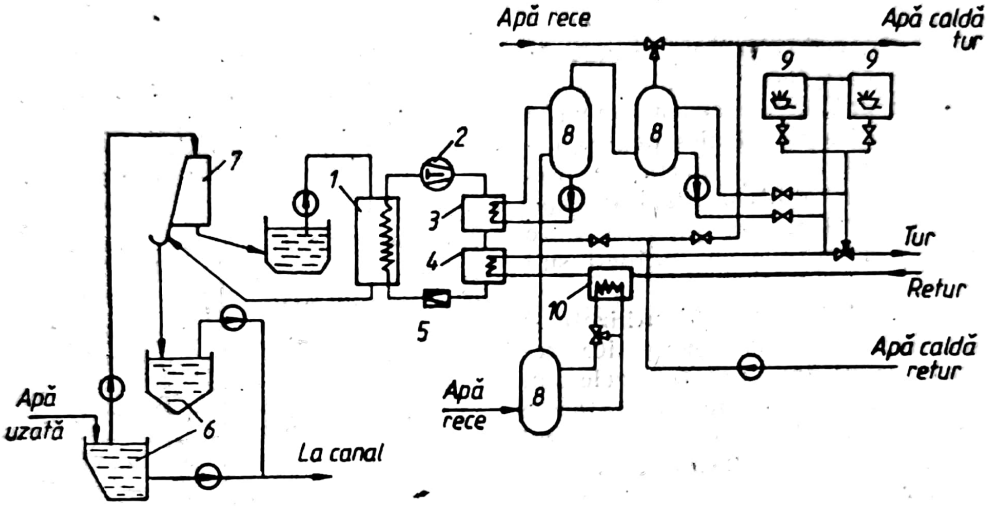


Fig. P.93. Pompă de căldură pentru ansambluri de locuințe:
1 — vaporizator; *2* — compresor; *3* — răcitor; *4* — condensator; *5* — ventil de laminare; *6* — rezervoare decantoare pentru apele uzate; *7* — filtru decantor; *8* — boilere pentru apă caldă; *9* — cazane de apă fierbinte; *10* — schimbător de căldură.

livrează căldura sub formă de apă caldă. Gama acestor **p. de c.** este foarte largă, fiind cuprinsă între instalații mici destinate încălzirii locuințelor și instalații mari utilizate în termoficarea urbană.

În localități, o sursă de căldură disponibilă este apa caldă deversată în rețeaua de canalizare. O centrală de termoficare cu **p. de c.** care utilizează apele calde uzate și este destinată să încălzească un ansamblu de 130 apartamente este prezentată în figura P.93. Instalația este dimensionată să asigure necesarul de căldură pînă la o temperatură exterioară de −3°C, ceea ce reprezintă cca. 85% din sarcina termică anuală. Temperatura apei din circuitul de încălzire este de 45°C pe tur și de 35°C pe retur. Apa caldă preparată pentru scopuri menajere are temperatura de circa 45°C.

P. de c. soare-apă utilizează ca sursă de căldură energia solară, servind pentru prepararea apei calde destinate sistemelor de încălzire sau scopurilor menajere. În figura P.94 este

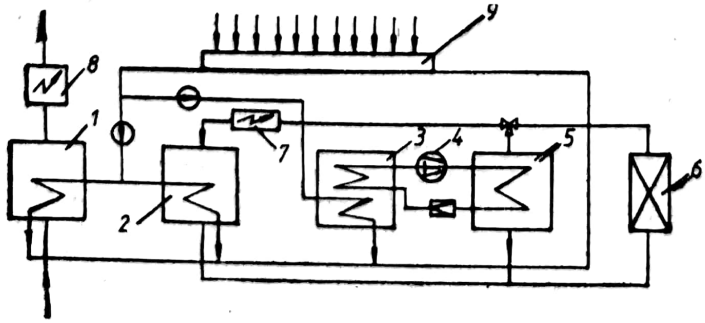


Fig. P.94. Pompă de căldură soare-apă pentru încălzire și preparare de apă caldă menajeră:
1 — acumulator de apă caldă menajeră; *2* — acumulator de apă caldă pentru încălzire; *3* — vaporizator; *4* — compresor; *5* — condensator; *6* — corpuri de încălzire; *7* — încălzitor electric suplimentar; *8* — încălzitor electric pentru apă caldă menajeră; *9* — captator solar plan.

prezentată schema de principiu a unei astfel de **p. de c.** care utilizează ca sursă de căldură energia solară prin intermediul captatorului plan *9*. Apa caldă din circuitul acestui captator încălzește boilerul *1*, utilizat pentru prepararea apei calde menajere și boilerul *2*, utilizat pentru prepararea agentului de încălzire. Cînd acest sistem nu este suficient, intră în funcțiune **p. de c.** care, utilizînd ca sursă apa încălzită în captatorul solar, prepară în boilerul *5* apă caldă pentru corpurile de încălzire. Instalația este prevăzută și cu un încălzitor suplimentar (electric) pentru situațiile de vîrf.

P. de c. pămînt-apă utilizează ca sursă caldă, căldura solului, servind pentru prepararea apei calde destinate sistemelor de încălzire sau utilizărilor menajere. În figura P.95 este

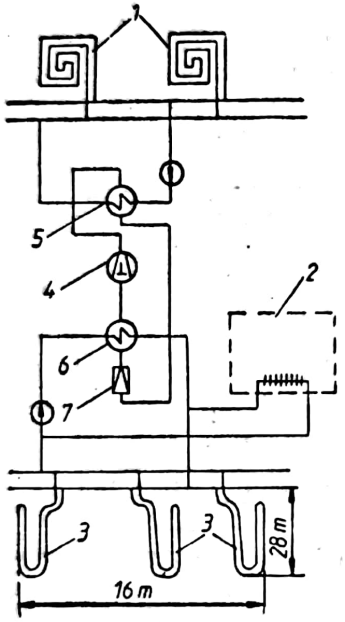


Fig. P.95. Pompă de căldură pămînt-apă pentru încălzirea unei locuințe:
1 — spații încălzite prin radiație de pardoseală; *2* — cameră; *3* — serpentine îngropate în pămînt; *4* — compresor; *5* — condensator; *6* — vaporizator; *7* — ventil de lamitare.

prezentată schema unei **p. de c.** care preia căldura din sol printr-o serpentină *1* prin care circulă o soluție de glicol-apă. Serpentina este montată la adîncimea de 1,40 m. La condensator, căldura este cedată apei care circulă într-un sistem de încălzire (de plafon și pardoseală), la temperatura de 35°C. Eficiența termică a acestei **p. de c.** este $\mu \cong 3{,}5$.

P. de c. industriale. Principalele realizări actuale în care **p. de c.** este utilizată în legătură cu un proces tehnologic se referă la procese de uscare de joasă temperatură (40—100°C) sau recuperarea căldurii deșeu din industrie.

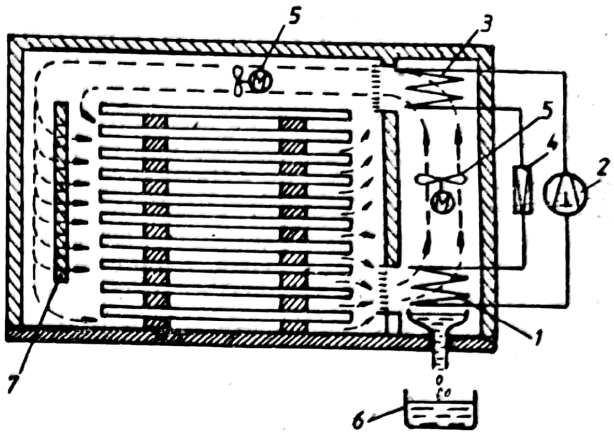


Fig. P.96. Utilizarea unei pompe de căldură într-o instalație de uscare:
1 — vaporizator; *2* — compresor; *3* — condensator; *4* — ventil de laminare; *5* — ventilatoare de aer; *6* — vas colector pentru condensat; *7* — încălzitor electric de aer.

În figura P.96 este prezentată schema unei instalații de uscare a lemnului cu **p. de c.** Cheresteaua se așază în stive, într-o cameră etanșă, în așa fel, încît să permită circulația aerului printre scînduri. Aerul este vehiculat prin cameră cu un ventilator. Aerul umed și cald este trecut prin vaporizatorul **p. de c.** în care umiditatea este condensată și colectată. Trecînd apoi prin condensator, aerul este reîncălzit și reintrodus în interiorul camerei. Eficiența p. de c. este de ordinul $\mu = 3$.

În figura P.97 este prezentată schema unei **p. de c.** utilizată într-un proces de galvanizare.

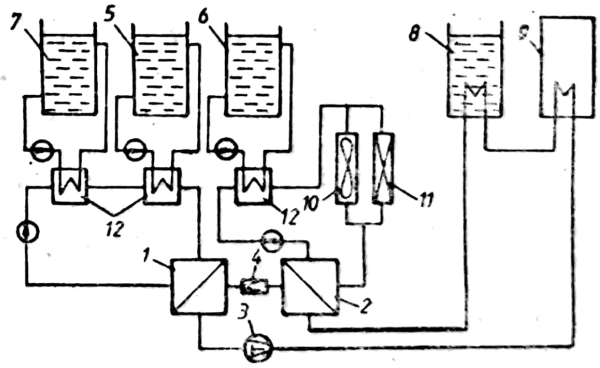


Fig. P.97. Utilizarea unei pompe de căldură într-un proces de galvanizare:
1 — vaporizator; *2* — condensator; *3* — compresor; *4* — ventil de laminare; *5* — degresare (răcire); *6* — acoperire primară (încălzire); *7* — baie de zincare (răcire); *8* — încălzirea apei; *9* — uscare; *10* — încălzirea aerului; *11* — schimbător de căldură apă-aer; *12* — schimbătoare de căldură intermediare.

P. de c. extrage căldura din băile de degresare și zincare și furnizează căldura în băile de acoperire preliminară și de uscare. Eficiența termică a acestora este $\mu \cong 2{,}2$.

P. de c. reversibile. În instalaţiile de ventilare şi condiţionare a aerului, în funcţie de sezon, aerul trebuie încălzit sau răcit. Acest lucru poate fi realizat cu o aceeaşi instalaţie de **p. de c.** care, în funcţie de necesităţi, poate funcţiona în regim de încălzire sau în regim de răcire. O astfel de **p. de c.** la care, prin comutarea corespunzătoare a circuitelor agentului de lucru, vaporizatorul şi condensatorul îşi inversează rolurile, poartă denumirea de **p. de c.** reversibilă. Schema de principiu a unei **p. de c.** reversibile este prezentată în figura P.98.

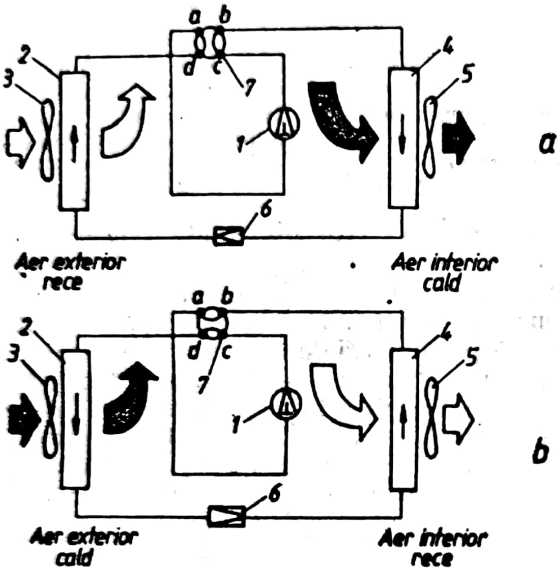


Fig. P.98. Pompă de căldură reversibilă: *1* — compresor; *2* — baterie exterioară; *3* — ventilator; *4* — baterie interioară; *5* — ventilator; *6* — ventil de laminare; *7* — ventil inversor.

În regim de încălzire (Fig. P.98 *a*), vaporii agentului de lucru comprimaţi în compresor sînt dirijaţi, prin ventilul inversor (care realizează legăturile *a-d*; *b-c*), către bateria interioară care funcţionează drept condensator. Aerul din încăpere este vehiculat prin baterie de către un ventilator, încălzindu-se prin preluarea căldurii de condensare. Agentul de lucru în stare lichidă este laminat şi trecut în bateria exterioară, care funcţionează ca vaporizator. Prin vaporizare, agentul de lucru preia căldura de la aerul exterior, care, de asemenea, este vehiculat prin baterie de către un ventilator. Ciclul se închide prin dirijarea vaporilor reci către compresor prin ventilul inversor.

În regim de răcire (Fig. P.98. *b*), ventilul inversor (care acum realizează legăturile *a-b*; *c-d*), dirijează vaporii comprimaţi către bateria exterioară care, în această situaţie, funcţionează drept condensator. În această baterie, agentul de lucru, prin condensare, cedează căldura către aerul exterior. După laminarea agentului lichid, acesta trece în bateria interioară care, în această situaţie, funcţionează ca vaporizator. Aerul din încăpere se răceşte, cedînd căldură agentului de lucru, care se vaporizează. Ciclul se închide prin dirijarea vaporilor formaţi către compresor prin ventilul inversor.

P. de c. bivalentă. În cazul încălzirilor spaţiale, scăderea temperaturii exterioare în anotimpul rece necesită creşterea fluxului de căldură cedat la condensatorul **p. de c.** şi/sau creşterea diferenţei de temperatură între vaporizator şi condensator. La un anumit nivel al temperaturii exterioare, **p. de c.** nu mai poate asigura necesarul de încălzire şi/sau eficienţa se alterează foarte mult. Ca urmare, **p. de c.** se cuplează cu un sistem clasic de încălzire care fie intră automat în funcţiune în locul **p. de c.**, fie dublează funcţionarea acesteia. O astfel de cuplare a unei **p. de c.** cu un sistem clasic de încălzire (rezistenţe electrice, cazan funcţionînd cu arderea unui combustibil etc.) poartă denumirea de **p. de c.** bivalentă. În figura P.99 este prezentată schema de funcţionare a unei **p. de c.** apă-apă în sistem bivalent. Instalaţia se compune dintr-un cazan convenţional şi o **p. de c.** care utilizează drept sursă de căldură apa freatică extrasă dintr-un puţ. La intrarea în vaporizator, apa are temperatura medie de 11°C. După evacuarea din vaporizator la o temperatură medie de circa 6°C, apa este reintrodusă în sol printr-un puţ de reinfiltraţie. **P. de c.** nu poate acoperi singură necesarul de căldură decît pînă la o temperatură exterioară minimă de +3°C, sub această temperatură intrînd în mod automat în funcţiune cazanul cu combustibil lichid.

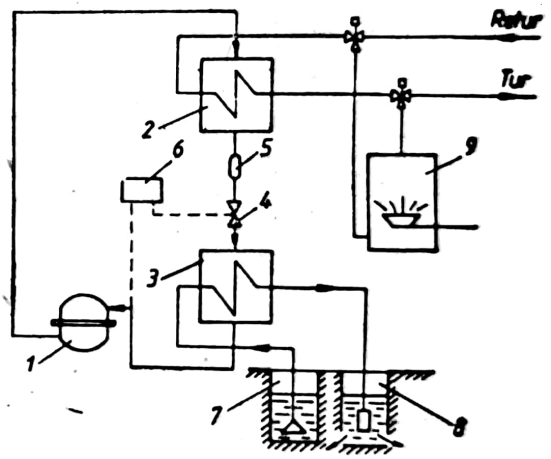


Fig. P.99. Pompă de căldură bivalentă: *1* — compresor; *2* — condensator; *3* — vaporizator; *4* — ventil de laminare; *5* — filtre; *6* — presostat; *7* — captarea apei freatice; *8* — puţ de reinfiltrare; *9* — cazan clasic pentru apă caldă.

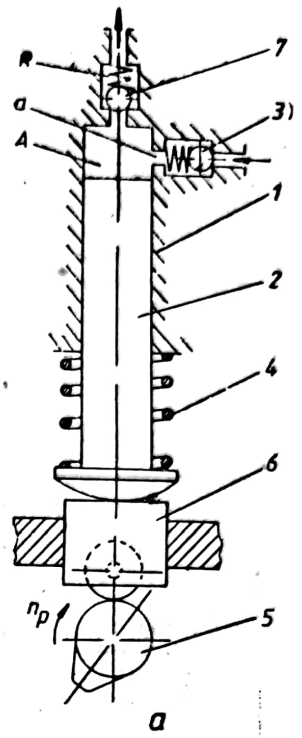
POMPĂ DE INJECŢIE. Element component al echipamentului de injecţie pentru

motoare diesel care asigură: realizarea unei presiuni ridicate a combustibilului injectat în cilindrul motor (300—1 000 daN/cm² și uneori mai mari), necesară obținerii unor caracteristici optime ale jetului de combustibil; dozarea cantității de combustibil introdusă pe ciclu (în raport cu regimul de funcționare al motorului); uniformitatea cantității de combustibil introdusă în fiecare cilindru; avansul optim la injecție.

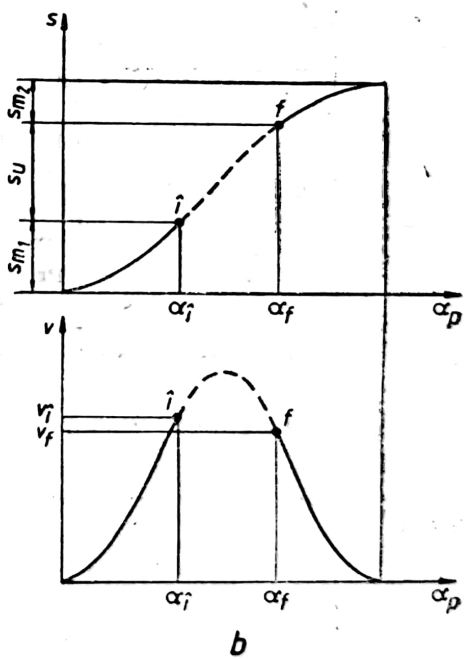
Problema esențială a **p. de i.** o constituie realizarea presiunilor mari de injecție (necesare pulverizării fine a combustibilului). Pentru valori ale presiunii de injecție, de 300—1 400 daN/m² se pun probleme deosebite în legătură cu precizia de execuție a pistonului și cilindrului pompei, precum și cu etanșarea acestui cuplu de piese față de mediul exterior. Singura modalitate de etanșare eficientă la **p. de i.** cu piston o constituie reducerea jocului dintre pistonul și cilindrul pompei la valori de 1,5—3 μm.

Schema de principiu a unei **p. de i.** este arătată în figura P.100 *a*. Elementul de pompare se compune din cilindrul *1* și pistonul *2*. Combustibilul este aspirat, prin supapa de aspirație *3*, în spațiul *A*, în momentul în care pistonul *2* se deplasează în cursa de aspirație sub acțiunea arcului *4*. Deplasarea pistonului în cursa de refulare are loc sub acțiunea camei *5* și a tachetului *6*. Combustibilul din spațiul *A* este comprimat și refulat cu presiuni de 300—1 100 daN/cm² către spațiul *R*, prin intermediul supapei de refulare *7*.

În forma prezentată în figura P.100 *a*, **p. de i.** cu piston refulează în spațiul *R* întreaga cantitate de combustibil aspirată în spațiul *A*. Pentru corelarea dozei de combustibil refulat cu regimul de funcționare al motorului, fie se comandă din exterior secțiunea de curgere a supapei de aspirație, fie se utilizează o camă cu profil variabil deplasabilă axial. Cantitatea de combustibil aspirată în spațiul *A*, la **p. de i.** cu piston, este invariabilă în raport cu regimul de funcționare al motorului, în schimb, cantitatea de combustibil trimisă în cilindru (spațiul *R*) se corelează cu regimul de funcționare prin intermediul pistonului sertar. Doza de combustibil refulat în spațiul *R* reprezintă numai o fracțiune din cantitatea aspirată în spațiul *A*. În acest caz, **p. de i.** cu piston-sertar realizează reglarea dozei de motorină prin aspirație invariabilă și descărcare parțială. Mărimea dozei refulate se stabilește în concordanță cu necesitățile regimului de funcționare ale motorului, prin fracționarea cursei de refulare a pistonului-sertar într-o cursă utilă, s_u (Fig. P.100 *b*) variabilă, și, cel mai des, în două curse moarte s_{m1} și s_{m2}, una fixă și cealaltă variabilă, sau ambele variabile. Cursa utilă s_u, în care viteza de deplasare a pistonului-sertar are valorile cele mai ridicate, se plasează între cursele s_{m1} și s_{m2}, unde vitezele sînt reduse.



a



b

Fig. P.100. Pompă de injecție cu piston:

a — schemă de principiu; *b* — cinematica pistonului; *1* — cilindru; *2* — piston; *3* — supapă de aspirație; *4* — arc; *5* — camă; *6* — tachet cu rolă; *7* — supapă de refulare; *A* — spațiu de aspirație; *R* — spațiu de refulare; *a* — orificiu de alimentare; n_p — turația arborelui cu came; *s* — deplasarea pistonului; *v* — viteza pistonului; α_p — unghiul de rotație al camei; *i* — începutul refulării; *f* — sfîrșitul refulării.

Scanned with OKEN Scanner

În construcția p. de i. se aplică și metoda de reglare prin *aspirație variabilă și reglare totală*. La aceste pompe, doza de motorină corespunzătoare fiecărui regim de funcționare a motorului se aspiră integral în spațiul de aspirație, după care este refulată în totalitate către injector. La p. de i. cu reglarea dozei de combustibil prin aspirație variabilă și refulare totală nu este posibilă plasarea cursei utile între două curse moarte, deoarece cursa utilă este aceeași cu cursa de refulare.

După acest principiu de reglare este construită pompa cu element unic de refulare și distribuitor rotativ, răspîndită în prezent la motoarele diesel cu turații înalte, utilizate în tracțiunea rutieră.

O clasificare a p. de i. cu piston este prezentată în tabelul P.20.

P. de i. individuală face parte din categoria pompelor cu piston-sertar fără arbore cu came propriu. Antrenarea pistonului se efectuează cu came plasate, pe arborele de distribuție al

Tabelul P.20

Clasificarea pompelor de injecție cu piston

Criteriul de clasificare	Posibilități de realizare		Exemple constructive
Metoda de reglare a dozei de motorină	Prin aspirație constantă și refulare parțială	Prin supapă comandată	Pompe cu supapă care comandă sfîrșitul injecției (Dekkel)
		Prin laminare	Pompe cu supapă de by-pass a refulării (fără aplicație)
		Prin variația cursei pistonului	Pompe cu piston-sertar și supapă de aspirație
			Pompe cu piston-sertar fără supapă de aspirație*
	Prin aspirație variabilă și refulare totală	Prin variația cursei pistonului	Pompe cu camă cu profil variabil
			Pompe cu camă cu profil constant și culbutor cu punct de oscilație variabil
		Prin laminarea variabilă a aspirației	Pompe cu distribuitor rotativ
Metoda de plasare a camelor de injecție	Pe arbore cu came propriu		Pompe în linie
			Pompe cu distribuitor rotativ
	Pe arborele de distribuție al motorului		Pompe individuale
			Pompe-injector
Modul de deservire a cilindrilor motorului	Fiecare cilindru este deservit de cîte un element de refulare (o pompă) separat		Pompe individuale
			Pompe în linie
			Pompe-injector
	Toți cilindrii motorului sînt deserviți de același element de refulare		Pompe cu distribuitor rotativ

* Au răspîndirea cea mai mare (pompele în linie, individuale și pompele injector sînt pompe cu piston-sertar).

Scanned with OKEN Scanner

motorului. Din punctul de vedere al transmiterii mișcării de la cama de injecție la pistonul-sertar, s-au dezvoltat două variante constructive de pompe individuale: cu tachet și rolă și cu tachet fără rolă (pahar de ghidare). La ambele variante constructive tachetul este inclus în corpul pompei.

Construcția unei **p. de i.** individuale, cu tachet cu rolă, este prezentată în figura P.101.

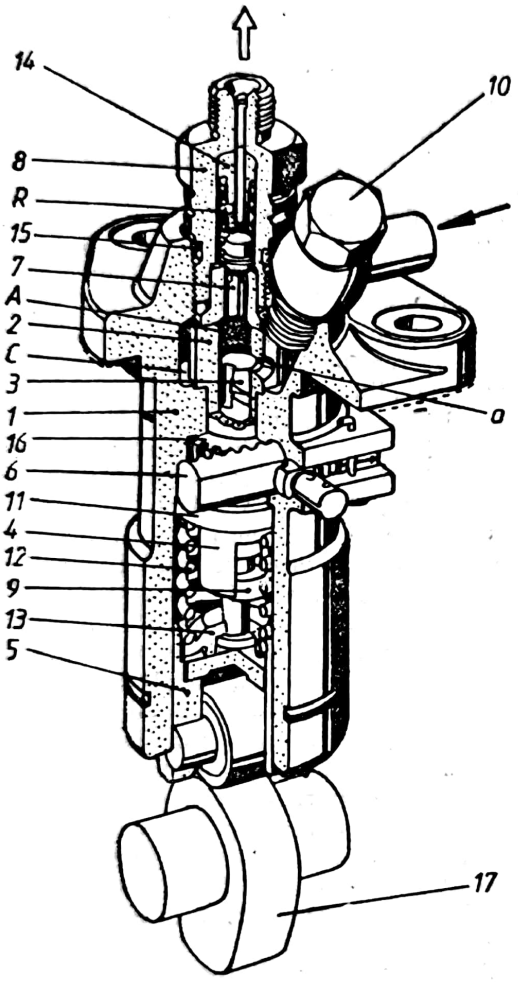


Fig. P.101. Pompă de injecție individuală (monosecțiune):
1 — corp; *2* — cilindru; *3* — piston-sertar; *4* — bucșă; *5* — tachet cu rolă; *6* — cremalieră; *7* — supapă de refulare; *8* — racord de refulare; *9* — proeminențe pe coada pistonului-sertar; *10* — racord de alimentare; *11* — disc fix; *12* — arc; *13* — disc mobil; *14* — limitator; *15* — inel de etanșare; *16* — coroană dințată; *17* — camă; *A* — spațiu de aspirație; *R* — spațiu de refulare; *C* — colector; *a* — orificiu de alimentare.

Corpul *1* are flanșa de prindere pe motor situată deasupra cremalierei *6*. În interiorul corpului se montează elementul de refulare, format din cilindrul (bucșa) *2* și pistonul-sertar *3*. Cilindrul se așază cu porțiunea de diametru mare pe un umăr prelucrat în corpul *1* și se blochează împotriva rotirii cu ajutorul unui știft. Pistonul-sertar se deplasează în alezajul cilindrului, fiind acționat în cursa de aspirație de arcul elicoidal cilindric *12*, iar în cursa de refulare, de cama *17*, prin intermediul tachetului cu rolă *5*. În timpul cursei de refulare, arcul *12* este comprimat (extremitatea arcului dinspre tachet se sprijină pe discul *13* și urmărește în permanență mișcarea tachetului; extremitatea opusă se sprijină pe discul fix *11*, care se reazemă pe un umăr prelucrat în corpul pompei). La exteriorul porțiunii de diametru mic a cilindrului *2* se rotește liber bucșa *4*. În bucșă sînt frezate două ferestre, diametral opuse, în care pătrund și se deplasează axial proeminențele *9*, prelucrate pe coada pistonului-sertar. Totodată, pe bucșă se montează fix coroana dințată *16*, aflată permanent în angrenare cu cremaliera *6*. Prin acest sistem, se asigură rotirea pistonului-sertar într-un sens sau altul, la deplasarea corespunzătoare a cremalierei de reglaj al debitului. Elementul de refulare se închide la partea superioară cu supapa de refulare *7*. Prin intermediul racordului de refulare *8*, scaunul supapei *7* se strînge pe cilindrul *2* astfel, încît să fie asigurată etanșarea exterioară a spațiului de înaltă presiune din cilindrul elementului (în același scop se prevede și inelul de etanșare *15*). În interiorul racordului de refulare, se găsesc, de asemenea arcul, care menține supapa pe scaun, și limitatorul *14* (avînd și rolul de reducere a volumului interior al raportului de refulare). Alimentarea **p. de i.** se face prin racordul de alimentare *10*, colectorul de alimentare *C* fiind în permanență plin cu combustibil la presiunea pompei de alimentare. Combustibilul are acces în interiorul cilindrului elementului de refulare în timpul cursei de aspirație, după ce muchia frontală a capului pistonului-sertar descoperă orificiul de alimentare *a*. În timpul cursei de aspirație, supapa de refulare este menținută pe scaun de către arcul său. În acest mod, întreg volumul oferit de pistonul-sertar, la deplasarea sa în cursa de aspirație, este umplut cu motorina din colectorul *C*. Refularea motorinei către spațiul *R* se produce, cînd pistonul-sertar se deplasează sub acțiunea camei de injecție *17*. În acest sens, pistonul trebuie să închidă mai întîi orificiul de alimentare *a* și apoi să comprime combustibilul reținut în interiorul elementului de refulare.

Ungerea elementului de refulare se asigură cu însuși combustibilul vehiculat de **p. de i.** (de regulă, motorină, care are bune calități lubrifiante). Există construcții de **p. de i.** individuale la care ungerea elementului de refulare și a tachetului cu rolă se asigură cu ulei sub presiune, preluat din circuitul de ungere al motorului.

P. de i. individuale pentru motorină se construiesc cu valori ale diametrului pisto-

Scanned with OKEN Scanner

nului-sertar cuprinse între 5 și 36 mm, cu valori ale cursei pistonului-sertar cuprinse între 7 și 35 mm, și ale diametrului rolei tachetului, între 15 și 80 mm. **P. de i.** individuale care utilizează combustibil greu se construiesc cu valori ale diametrului și cursei pistonului-sertar pînă la 50 mm.

Pompa-injector reprezintă cea mai compactă soluție de echipament de injecție, caracterizată prin asamblarea în același corp atît a **p. de i.**, cît și a injectorului. Fiecărui cilindru al motorului îi este destinată o pompă-injector, care este acționată de came, plasate pe arborele de distribuție. Pompele-injector sînt considerate pompe individuale fără arbore cu came propriu.

Construcția unei pompe-injector cu piston-sertar și pulverizator închis este prezentată în fig. P.102. Corpul *1* cuprinde toate elementele specifice unei pompe individuale cu tachet plan (mai puțin supapa de refulare) și, totodată, pulverizatorul *2*, asamblat la corp cu piulița *6*. Secțiunea de curgere din pulverizator este controlată de acul *5*, menținut în poziția închis, pe scaunul prelucrat în corpul pulverizatorului de către arcul *7*. Prin intermediul arcului *7* și al șaibelor *16*, se pot asigura presiuni reglabile pentru începutul și sfîrșitul injecției. Pulverizatorul este montat în corpul pompei-injector, prin intermediul paharului distanțier *15*, care cuprinde și limitatorul de cursă *8*. În paharul *15*, sînt executate orificii de acces al combustibilului în pulverizator și de drenare a scăpărilor de motorină prin jocul dintre ac și alezajul prelucrat în corp. Cilindrul elementului de refulare este prevăzut cu un singur orificiu de alimentare și este asigurat împotriva rotirii cu șurubul *9*. Pistonul-sertar *3* are prelucrată în zona capului o singură rampă elicoidală; prin rotirea sa se asigură reglarea dozei refulate spre pulverizator. Pentru rotirea pistonului-sertar este prevăzută bucșa *10*, solidarizată cu pîrghia *12*.

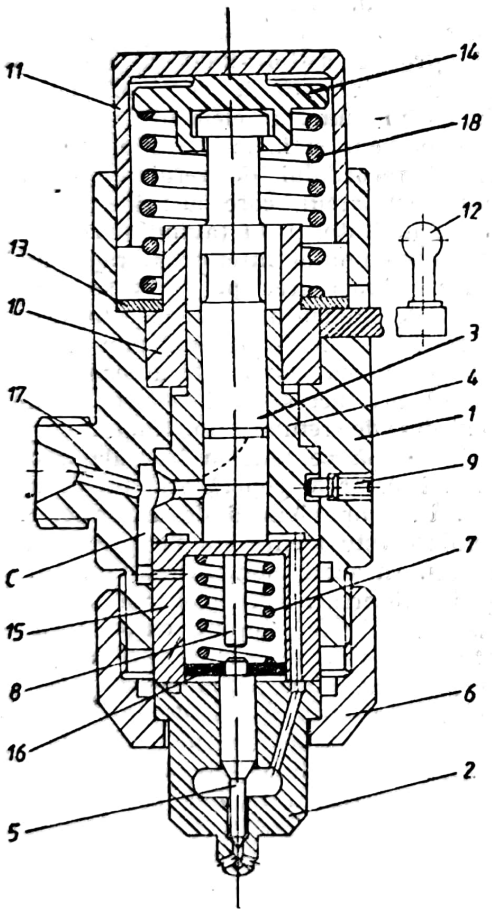


Fig. P.102. Pompă-injector cu piston-sertar și pulverizator închis:
1 — corp; *2* — pulverizator; *3* — piston-sertar; *4* — cilindru; *5* — ac; *6* — piuliță; *7* — arc; *8* — limitator; *9* — știft de blocare; *10* — bucșă; *11* — tachet; *12* — pîrghie de comandă; *13* — disc fix; *14* — disc mobil; *15* — distanțier; *16* — șaibe de reglaj; *17* — racord de alimentare; *18* — arc; *C* — colector.

Alimentarea pompei injector se face prin racordul de alimentare *17*. Combustibilul din colectorul *C*, la presiunea pompei de alimentare are acces în interiorul elementului de refulare și pe canalizația din paharul distanțier și pulverizator în timpul cursei de aspirație, efectuată de pistonul-sertar sub acțiunea arcului *18*.

În cursa de refulare, ansamblul tachet, arc, piston-sertar este deplasat sub acțiunea camei de injecție (plasată pe arborele de distribuție). După obturarea orificiului de alimentare, în timpul cursei utile, combustibilul din spațiu de înaltă presiune (interiorul cilindrului elementului de refulare și canalizația din paharul distanțier și pulverizator) este comprimat la presiuni foarte mari. Injecția se produce în momentul în care forța produsă de presiunea combustibilului asupra suprafeței conice a acului pulverizatorului învinge tensiunea arcului *7*. Sfîrșitul injecției are loc, atunci cînd rampa elicoidală a pistonului-sertar deschide orificiul de alimentare din cilindrul elementului de refulare. În acest moment, se produce descărcarea spațiului de înaltă presiune în colectorul *C*. Presiunea combustibilului scade vertiginos, iar forța produsă asupra acului pulverizatorului devine mai mică decît tensiunea arcului *7*, determinînd așezarea acului pe scaun. Cursa acului este limitată cu ajutorul limitatorului *8*. Soluția de pompă-injector prezentată are începutul fix, iar sfîrșitul variabil.

P. de i. în linie reprezintă un ansamblu format din două sau mai multe secțiuni de pompare (elemente de refulare — Fig. P.103), dispuse succesiv și într-un singur corp, la care alimentarea cu combustibil, antrenarea în cursa de refulare și reglarea dozei refulate sînt comune tuturor elementelor. În acest scop, se utilizează același colector de alimentare și

Scanned with OKEN Scanner

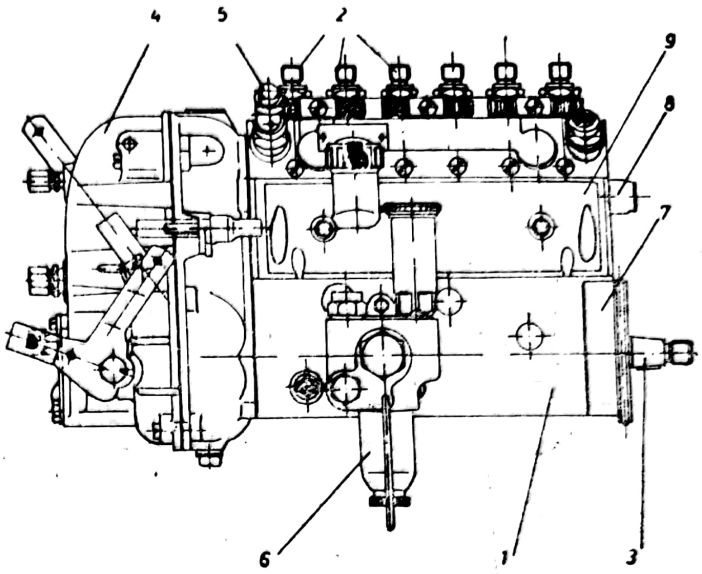


Fig. P.103. Pompă de injecție în linie: *1* — corpul pompei (bloc unic); *2* — racorduri de refulare (secțiuni de pompare); *3* — arbore cu came; *4* — regulator de turație; *5* — racord de alimentare; *6* — pompă de alimentare; *7* — flanșă de prindere; *8* — limitatorul cremalierei; *9* — capac de vizitare.

același arbore cu came, precum și aceeași cremalieră de reglaj. Arborele cu came este prevăzut cu un număr de came de injecție egal cu numărul elementelor de refulare; arborele se plasează în corpul pompei. Antrenarea arborelui cu came propriu se face de la motor, prin intermediul unui angrenaj demultiplicator, cu raportul de transmitere de 1 : 2, pentru motoarele în 4 timpi și al unul cuplaj montat la unul dintre capetele arborelui. La celălalt capăt, la majoritatea construcțiilor de pompe în linie, se montează regulatorul de turație, de tipul mecanic centrifug.

Componența de ansamblu a unei **p. de i.** în linie cu patru secțiuni de pompare este arătată în figura P.104. În corpul *1* sînt plasate cele patru secțiuni de pompare identice, arborele cu came *4* și cremaliera *7*. Fiecare secțiune de pompare conține: elementul de refulare, format din cilindrul *2* și pistonul-sertar *3*; ansamblul supapei de refulare, format din supapa *8*, scaunul *9* și arcul *10*, care se montează în racordul de refulare *11*; arcul *18*, pentru antrenarea pistonului-sertar în cursa de aspirație (arcul se sprijină pe discul fix *16* și pe discul mobil *17*); tachetul cu rolă *19*, prin care pistonul-sertar este antrenat în cursa de refulare de cama aferentă de pe arborele cu came; șurubul *21*, montat în tachet și prevăzut cu contrapiuliță, care servește la reglarea cursei preliminare a pistonului-sertar (avansul la injecție); bucșa *5* și sectorul dințat *6*, utilizate pentru rotirea pistonului-sertar în vederea modificării dozei refulate. De asemenea, pentru fiecare secțiune de pompare, se mai prevăd șurubul deflector *31*, care se montează nedemontabil în corpul pompei, în dreptul orificiului de alimentare-descărcare din cilindrul elementului de refulare, și știftul *32*, utilizat pentru blocarea cilindrului *2*.

Arborele cu came *4* se montează în corpul pompei, prin intermediul rulmenților radiali-axiali *26*. Pe arbore, sînt prelucrate patru came de injecție identice, decalate astfel, încît să asigure ordinea de injecție corespunzătoare ordinii de aprindere a motorului echipat că pompa respectivă. De asemenea, arborele conține și excentricul *33*, utilizat pentru acționarea pistonului pompei de alimentare. Camele de injecție și excentricul se ung prin barbotare, cu uleiul din baia de ulei a pompei. În acest sens, pentru etanșarea față de mediul exterior la capătul de antrenare al arborelui se prevede simeringul *25*. La capătul opus se montează regulatorul de turație; etanșarea se asigură prin intermediul unei garnituri, strînse pe flanșa corpului pompei cu ajutorul carcasei regulatorului.

Cremaliera *7* se montează într-un locaș prelucrat longitudinal în corpul pompei și se află în angrenare permanentă cu fiecare sector dințat prezent pe bucșele celor patru elemente de refulare. La capătul dinspre antrenare, cremaliera este prevăzută cu limitatorul *22*; la celălalt capăt, cremaliera se cuplează cu pîrghia de comandă a regulatorului de turație.

Alimentarea pompei cu motorină se face prin intermediul racordului de alimentare *15*. După ce se realizează umplerea colectorului de alimentare, comun pentru toate cele patru secțiuni de pompare, combustibilul în exces este reținut în rezervor, prin racordul de retur *30*, prevăzut cu supapă de presiune constantă.

P. de i. cu element unic de refulare și distribuitor rotativ asigură reglarea dozei refulate după principiul aspirației variabile și al refulării totale. Schema de principiu a unei astfel de pompe, integrată în ansamblul instalației de alimentare cu combustibil, este prezentată

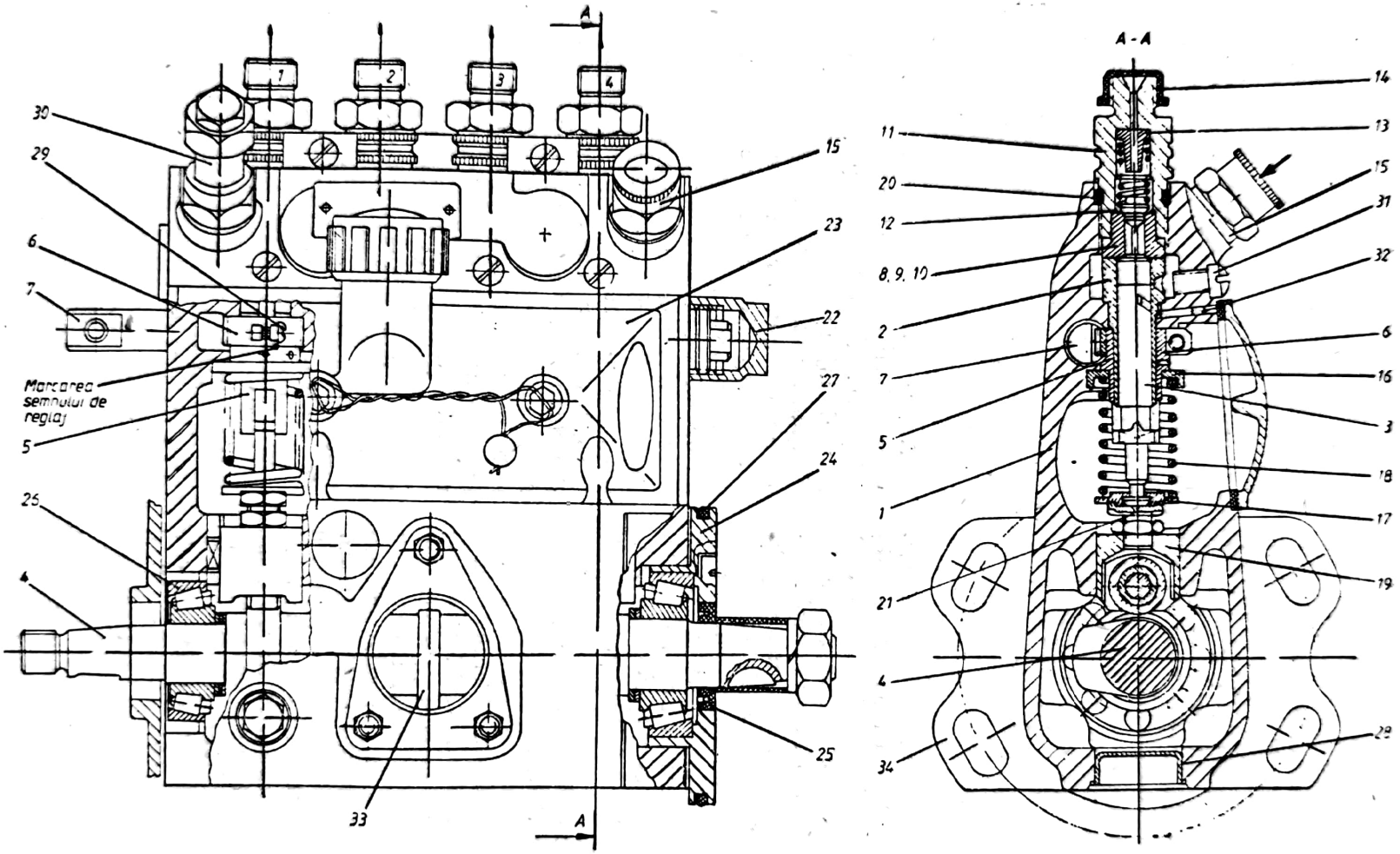


Fig. P.104. Ansamblul unei pompe de injecție, cu patru secțiuni de pompare:
1 — corp; *2* — cilindru; *3* — piston-sertar; *4* — arbore cu came; *5* — bucșă; *6* — sector dințat; *7* — cremalieră; *8, 9, 10* — ansamblul supapei de refulare; *11* — racord de refulare; *12* — garnitură; *13* — limitator; *14* — capac de protecție; *15* — racord de alimentare; *16* — disc fix; *17* — disc mobil; *18* — arc; *19* — tachet cu rolă; *20, 27* — inele de etanșare; *21* — șurub de reglare; *22* — limitator; *23* — capac de vizitare *24* — capac; *25* — inel simmer; *26* — rulment; *28* — capac; *29* — șurub; *30* — supapă de presiune constantă; *31* — șurub deflector; *32* — știft; *33* — excentric; *34* — flanșă.

Scanned with OKEN Scanner

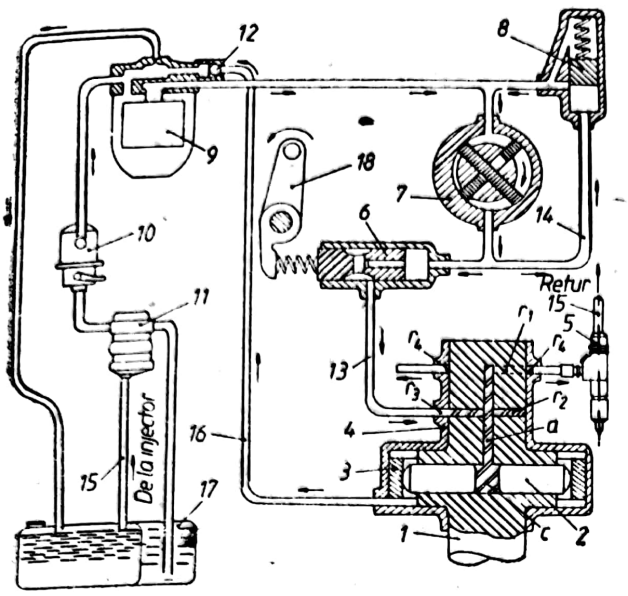


Fig. P.105. Schema de principiu a pompei cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse, integrată în ansamblul instalaţiei de alimentare:

1 — distribuitor rotativ; *2* — pistonaşe radiale; *3* — inel cu came; *4* — carcasă; *5* — injector; *6* — supapă de dozare; *7* — pompă de transfer; *8* — supapă de reglare; *9* — filtru; *10* — pompă de alimentare; *11* — filtru sedimentator; *12* — supapă; *13, 14, 15, 16* — conducte; *17* — rezervor; *18* — pîrghie de comandă; *a* şi *c* — orificii axiale şi diametrale în distribuitor; r_1 şi r_4 — orificii de refulare în distribuitor şi capul hidraulic; r_2 şi r_3 — orificii de alimentare în distribuitor şi capul hidraulic.

în figura P.105. Secţiunea de pompare a p. de i. este constituită din distribuitorul rotativ *1*, pistonaşele radiale *2* şi inelul *3*, prevăzut cu came interioare. Distribuitorul rotativ se roteşte o dată cu pistonaşele radiale în alezajul prelucrat în carcasa statică *4*, denumită la aceste pompe cap hidraulic. Distribuitorul este prevăzut cu un orificiu axial *a*, care comunică cu orificiul radial r_1 şi cu mai multe orificii radiale r_2. Acestea, la rotirea distribuitorului, vin în contact cu orificiul radial r_3 prelucrat în capul hidraulic, realizîndu-se astfel admisia motorinei în orificiul *a* şi spaţiul oferit de pistonaşele radiale prin deplasarea lor în sens opus, în alezajul *c* (executat diametral în distribuitorul rotativ). De asemenea, la rotirea distribuitorului, orificiul r_1 face succesiv legătura cu orificiile radiale *r* din capul hidraulic, în momentul în care pistonaşele radiale se apropie pentru refularea combustibilului către injectoarele *5*. Numărul orificiilor radiale r_2 şi r_4 este egal cu numărul de cilindri ai motorului; orificiile sînt uniform distribuite în jurul axei de rotaţie a distribuitorului.

Accesul combustibilului în dreptul orificiului de admisie r_3 din capul hidraulic este asigurat prin supapa de dozare *6* şi pompa de transfer *7*. Aceasta dezvoltă presiuni de refulare variabile cu turaţia pompei; la o anumită turaţie, valoarea presiunii de transfer este menţinută cvasiconstantă cu ajutorul supapei de reglare *8*. Vehicularea motorinei de la rezervorul *17* la pompa de transfer *7* se face cu ajutorul pompei de alimentare *10*, după ce sînt traversate filtrul separator de apă *11* şi filtrul fin *9*. Combustibilul este admis în spaţiul din interiorul distribuitorului rotativ, la presiunea pompei de transfer, în momentul în care unul din canalele r_2 ajunge în dreptul canalului de admisiune r_3. Refularea combustibilului spre injectoarele *5* are loc prin deplasarea inversă a pistonaşelor *2*, sub acţiunea camelor, în momentul în care canalul radial r_1 comunică cu unul dintre canalele radiale r_4.

Pentru cazul utilizării injecţiei de benzină sau combustibili neconvenţionali (metanol, etanol etc.) direct în cilindrul motorului (la motoarele cu aprindere prin scînteie) s-au dezvoltat **p. de i. cu piston-sertar şi element separator.** Schema de principiu a unei astfel de pompe este prezentată în figura P.106. Membrana *1*, montată în locul supapei de refulare de la p. de i. cu piston-sertar clasică, delimitează

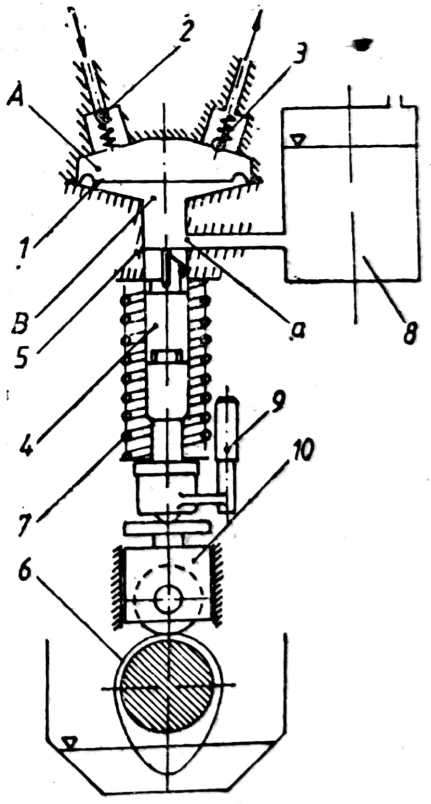


Fig. P.106. Schema pompei de injecţie cu piston-sertar şi element separator realizat din membrană:

1 — membrană; *2* — supapă de aspiraţie; *3* — supapă de refulare; *4* — piston-sertar; *5* — cilindru; *6* — camă; *7* — arc; *8* — rezervor; *9* — pîrghie de comandă; *10* — tachet cu rolă; *A* — camera cu benzină; *B* — camera cu ulei.

Scanned with OKEN Scanner

camera *A*, în care se află benzină, și camera *B*, în care se află ulei. Elementele care participă la vehicularea benzinei prin camera *A* sînt supapele de aspirație *2* și de refulare *3*. Variația volumului camerei *A*, la deplasarea membranei, determină activarea supapelor *2* și *3*. Astfel, aspirația benzinei, prin supapa *2*, se produce cînd volumul camerei *A* crește, iar refularea către injector, prin supapa *3*, cînd volumul camerei *A* scade. Deplasarea membranei *1* are loc ca urmare a comprimării și destinderii uleiului din camera *B*, cînd pistonul-sertar *4* este acționat de cama *6* sau de arcul *7*. Comprimarea uleiului în camera *B* se produce în cursa de ridicare a pistonului-sertar *4*, sub acțiunea camei *6*, cînd muchia elicoidală prelucrată pe capul pistonului obturează orificiul *a*, practicat în bucșa *5*. Destinderea uleiului are loc în cursa de coborîre a pistonului-sertar, sub acțiunea arcului *7*, cînd muchia elicoidală începe să deschidă orificiul *a* și să pună în comunicație camera *B* cu rezervorul de ulei *8*. La finele cursei de destindere a pistonului-sertar, camera *B* rămîne plină cu ulei, deoarece comunicația dintre aceasta și rezervorul *8* se realizează pe principiul vaselor comunicante, iar în rezervorul *8* nivelul uleiului este, întotdeauna, situat peste nivelul de încastrare al membranei *1*. Acesta permite ca membrana *1* să urmărească cu fidelitate deplasările pistonului-sertar *4*. Modificarea cursei membranei se realizează prin modificarea duratei de obturare a orificiului *a*. Obturarea se realizează prin intermediul muchiei elicoidale existente pe pistonul-sertar. Cu cît durata de obturare este mai mare, cu atît se mărește cursa pe care o efectuează membrana *1*. Astfel, cursa maximă a membranei se obține cînd orificiul *a* este obturat de partea finală a muchiei elicoidale, iar cursa minimă, cînd orificiul *a* este obturat de partea de început a muchiei elicoidale. Membrana nu se deplasează, dacă în dreptul orificiului *a* se află canalul frezat pe generatoarea capului pistonului-sertar. Modificarea poziției muchiei elicoidale în fața orificiului *a* se face prin rotirea pistonului-sertar în jurul axei sale fie cu ajutorul brațului *9*, fie cu ajutorul unui sector dințat, ambele acționate de cremaliera **p. de i.**

Elementele pompei care contribuie la deplasarea membranei (pistonul-sertar, bucșa elementului, cama, tachetul, arcul, rezervorul de ulei) formea ă partea de acționare a **p. de i.** Elementele care contribuie la aspirația și refularea benzinei (membrana și supapele de refulare și de aspirație) formează partea de pompare a **p. de i.**

Prin intermediul elementului separator se evită contactul direct al benzinei cu elementele pompei care realizează cupluri de frecare și care necesită ungere. Ungerea acestor elemente se efectuează cu ulei din camera B. Uleiul pătrunde între suprafețele în frecare ale pistonului-sertar și bucșei elementului prin jocul diametral al acestora în perioada în care pistonul-sertar efectuează cursa de comprimare.

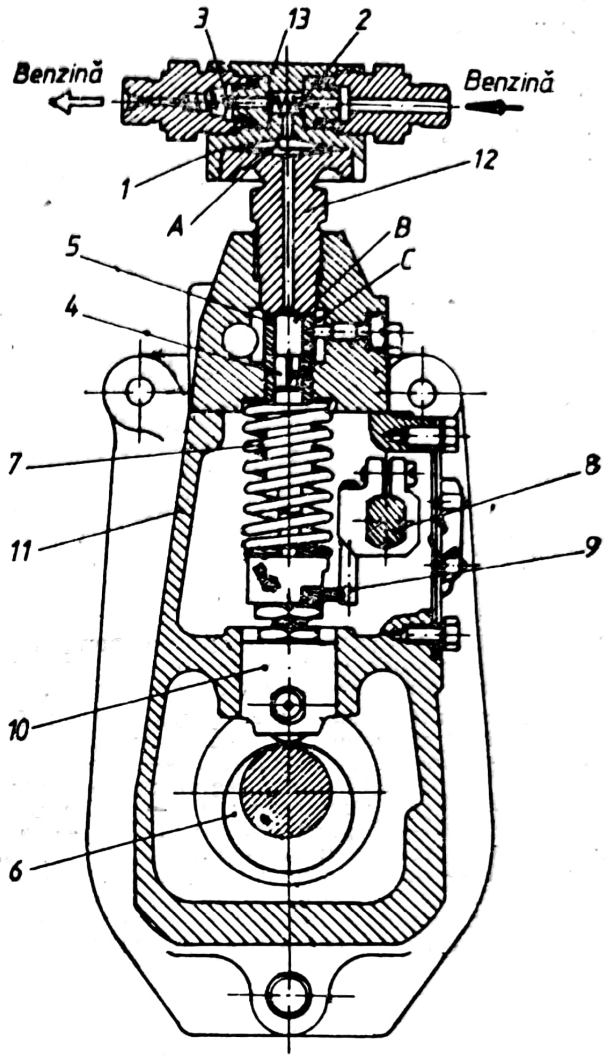


Fig. P.107. Ansamblul unei pompe de injecție cu element separator de tip membrană:
1 — membrană; *2* — supapă de aspirație; *3* — supapă de refulare; *4* — piston-sertar; *5* — cilindru; *6* — excentric; *7* — arc; *8* — pîrghie de comandă; *9* — cremalieră; *10* — tachet cu rolă; *11* — corp; *12* — racord; *13* — piesă intermediară; *A* — spațiu de benzină; *B* — spațiu de ulei; *C* — colector de alimentare.

Un exemplu practic de realizare a **p. de i.** cu piston-sertar și element separator de tip membrană este arătat în figura P.107.

POMPĂ DE UNGERE. Pompă montată în circuitul de ungere al unei mașini, care asigură ungerea forțată (sub presiune) al unora din organele mașinii respective. **P. de u.** trebuie să asigure circulația forțată a uleiului din baia sau din rezervorul de ulei la locul de curgere, indiferent de presiunea la care lucrează piesa de uns. Presiunea și debitul pompei variază în funcție de cerințele ungerii, impuse de condițiile de serviciu ale sistemului tehnic la care este utilizată.

Scanned with OKEN Scanner

Tipul de pompă, folosită ca **p. de u.**, se alege astfel, încît să asigure continuitatea ungerii, iar funcționarea ei să nu fie influențată de vîscozitatea lubrifiantului sau de temperatura de funcționare a piesei respective (în general, se utilizează pompe cu piston, pompe rotative cu angrenaje, pompe rotative cu aripioare, pompe rotative cu palete etc.).

P. de u. sînt acționate, de obicei, prin intermediul unei transmisii de la arborele cotit al motorului.

Pentru ungerea motoarelor cu ardere internă se folosesc **p. de u.** cu funcționare în circuit închis. Aceste pompe se montează în baia de ulei sau deasupra nivelului uleiului din rezervor, pompa avînd o conductă de aspirație care să asigure etanșeitatea, precum și un dispozitiv de amorsare.

Tipul și caracteristicile pompelor variază cu felul, cu puterea și turația motorului. În majoritatea lor, **p. de u.** folosite sînt cu angrenaje. Ele sînt simple, cu funcționare sigură, puțin sensibile la vîscozitatea lubrifiantului și cu un randament volumic mare. De obicei, **p. de u.** cu angrenaje au un număr mic de dinți care sînt drepți sau înclinați, avînd, uneori, profil în evolventă. **P. de u.** cu angrenaje pot fi cu pinioane exterioare sau cu pinioane interioare.

P. de u. sînt echipate cu dispozitive de reglare a presiunii uleiului în conductele de ungere. Asigurarea contra suprapresiunilor de ulei se obțin prin supape de siguranță montate cît mai aproape de corpul pompei.

POMPĂ DE VID. Mașină utilizată pentru realizarea, într-un spațiu închis, a unei presiuni inferioare presiunii atmosferice. Aceste pompe pot fi antrenate mecanic sau cu vapori, sau apă, acestea din urmă funcționînd cu un ejector. Pompele cu acționare mecanică pot fi utilizate separat sau în combinație cu o pompă de vapori (sau apă) tip ejector ca treaptă înaintașă.

Principalul tip de pompă cu antrenare mecanică este **pompa vacuummetrică** cu inel de lichid (Fig. P.108), la care rotorul *4* cu paletele *5* este amplasat excentric în carcasa statorului *1* (*e* reprezintă distanța dintre axul rotorului și al statorului). Atunci cînd rotorul se învîrtește, apa formează un inel periferic lipit de carcasă. Astfel, între două palete culisante ale rotorului și inelul de apă se formează un volum V a cărui mărime depinde de excentricitatea e. Acest volum crește progresiv de la vîrf către bază. Aerul este aspirat prin racordul *6* și fanta de admisie *7* în zona cu volumul mărit, iar apoi este comprimat și evacuat, prin fanta *8* și racordul *9*, prin zona în care volumul se micșorează. În cursul procesului de evacuare, în gazul refulat se află mici picături de apă, deci, trebuie permanent completată apa din pompă pentru ca inelul lichid să se mențină în limitele grosimii prescrise (acest lucru se verifică prin nivelul lichidului cu rotorul în repaus).

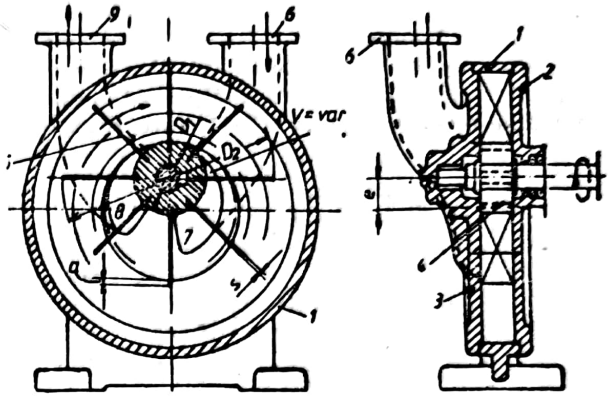


Fig. P.108. Pompă de vid cu lichid:
1 — carcasă statorică; *2, 3* — închideri laterale statorice; *4* — rotor; *5* — palete; *6* — racord aspirație; *7* — fantă de admisie; *8* — fantă de evacuare; *9* — racord de evacuare.

Atunci cînd rotorul se etanșează perfect pe carcasa statorică, iar supapa de pe conducta de aspirație este complet închisă, inelul de apă poate realiza o presiune în camera de admisie egală cu presiunea corespunzătoare temperaturii apei din carcasă. De exemplu, pentru o temperatură a apei de 20°C, la care corespunde o presiune de saturație $p_s=0{,}0238$ bar, la o presiune atmosferică $p_b=1{,}013$ bar, pompa va realiza un vid relativ:

$$p_v[\%]=\frac{p_b-p_s}{p_b}\times 100=\frac{1{,}013-0{,}0238}{1{,}013}\cdot 100=98\,\%.$$

Practic, însă, vidul creat de inelul de lichid este de circa 92—94% maximum 96% pentru o temperatură a apei de 15 C. Debitul de gaz cè poate fi evacuat se poate determina cu relația:

$$\dot{V}=\left\{\pi\left[\left(\frac{D_2}{2}-a\right)^2-\left(\frac{D_1}{2}\right)^2\right]-z(l-a)s\right\}\frac{b\cdot n}{60}\mu_V\ \ [\mathrm{m^3/s}].$$

unde: D_1, D_2 reprezintă diametrul interior, respectiv exterior al rotorului [m]; a — înălțimea minimă a lamelei imersată în lichid [mm]; z — numărul de lamele; $l=(D_2-D_1)/2$ — lungimea radială a lamelei ieșită din butucul rotorului [m]; s — grosimea lamelei [m]; b — lățimea lamelei [m]; n — turația [rot/min]; μ_V — randament volumic [$\mu_V\cong 0{,}96$]. Puterea de antrenare se determină ca în cazul ventilatoarelor, la care randamentul efectiv este în jur de 50%.

În cazul în care aceste pompe se folosesc la condensatoarele de abur, prin comprimarea amestecului abur-aer absorbit, în urma procesului de comprimare, apare condensarea vaporilor și implicit creșterea temperaturii apei, această încălzire fiind cauzată și de frecarea mecanică. Pentru a se evita reducerea vidului realizat de pompă, datorită încălzirii apei, se va împrospăta permanent apa prin introducerea de apă rece. În figura P.109 este prezentată

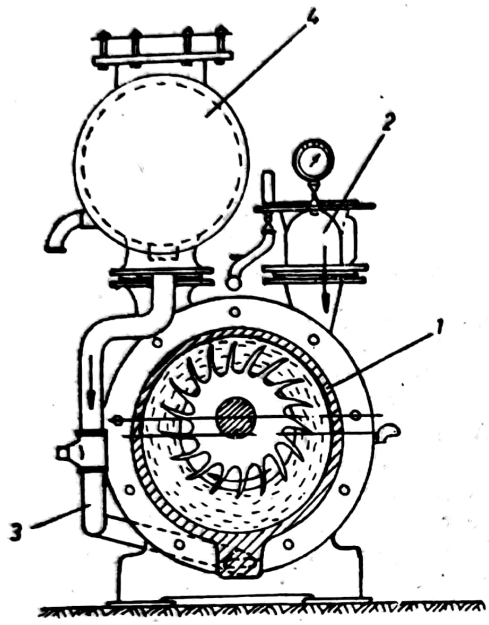


Fig. P.109. Instalație de pompă de vid cu pompă tip Elmö:
1 — pompă de vid cu inel de apă; *2* — conductă de absorbție; *3* — conductă de apă de circulație; *4* — separator de apă.

o schemă a instalației de tip pompă Elmö utilizată la condensatoarele turbinelor cu abur, în care se distinge separatorul de apă și conducta de apă de adaos. Din separatorul de apă se evacuează permanent o cantitate de apă caldă care este înlocuită permanent cu o cantitate de apă proaspătă.

Pentru realizarea unui vid mai ridicat, se montează înaintea pompei cu inel de apă, un ejector de aer în două trepte, care realizează o comprimare inițială a amestecului abur-aer (Fig. P.110). Ejectorul cu aer *2* utilizează ca agent motor aerul din mediul ambiant care este destins într-un ajutaj pînă la o presiune subatmosferică, fiind introdus apoi în difuzorul ajutajului și în continuare în **p. de v.** Raportul de compresie al ejectorului este de circa 2,5, deci pentru o presiune absolută a amestecului abur-aer, la intrarea în ejector, de 0,04 bar, la ieșirea din ejector, respectiv la intrarea în **p. de v.**, presiunea este de 0,1 bar. La pornire, ventilul magnetic *1* este închis, astfel că ejectorul nu funcționează. Pompa absoarbe amestecul aer-abur prin ventilul cu

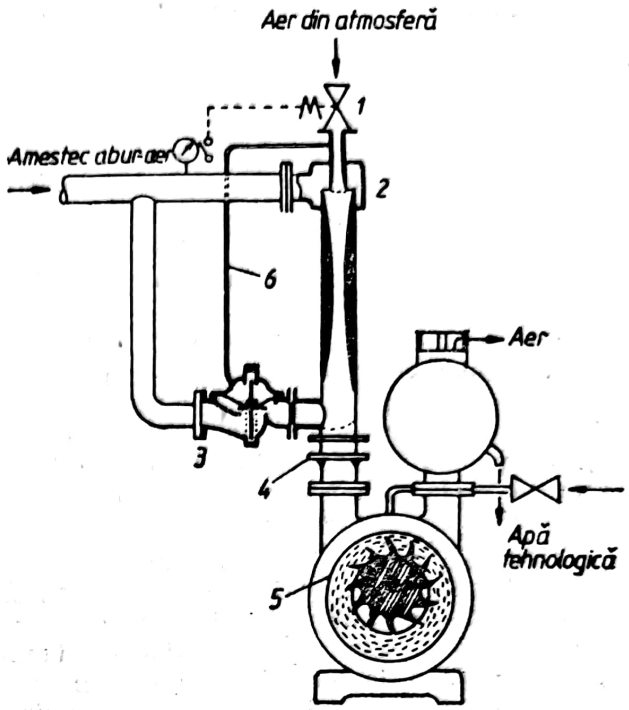


Fig. P.110. Pompă de vid Elmö cu ejector cu aer:
1 — ventil magnetic; *2* — ejector de aer; *3* — ventil cu membrană; *4* — clapetă de reținere; *5* — pompă de vid Elmö; *6* — conductă de impuls.

membrană *3*, montat pe conducta de by-pass și menținut deschis prin diferența de presiune. Ventilul magnetic este deschis automat, printr-un manometru cu contact, la o anumită valoare a vidului. În același timp, aerul cu presiunea atmosferică care intră în ejector apasă asupra membranei și închide ventilul *3*. Pentru a evita pătrunderi bruște de aer în condensator prin pompă, în cazuri de avarie, ventilul magnetic *3* se închide automat la pierderea tensiunii. Clapeta de reținere *4* împiedică pătrunderea de aer, invers din atmosferă prin pompă.

POTENȚIAL TERMODINAMIC. Reprezintă o funcție caracteristică a unui sistem termodinamic dependentă de mărimile de stare. Caracteristic pentru **p.t.** este faptul că, prin derivarea lor parțială în funcție de mărimile de stare, se obțin alte mărimi de stare a căror măsurare este imposibilă sau dificilă.

P.t. se pot considera următoarele mărimi:

E n t r o p i a, atunci cînd este exprimată în funcție de energia internă și volumul specific $s=s(u, v)$; diferențiala acestei mărimi este:

$$ds=\left(\frac{\partial s}{\partial u}\right)_v du+\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u dv$$

care prin compararea și identificarea cu ecuația fundamentală a termodinamicii $ds=\frac{1}{T}du+$

$+\frac{p}{T}dv$, se obțin următorii parametrii de stare:

$$T=\frac{1}{\left(\frac{\partial s}{\partial u}\right)_v} \text{ și } p=\frac{\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u}{\left(\frac{\partial s}{\partial u}\right)_v}.$$

— **Energia internă**, atunci cînd variabilele în raport cu care se exprimă sînt entropia și volumul specific $u=u(s, v)$.

Derivatele parțiale ale energiei interne în funcție de entropie și volumul specific devin:

$$p=-\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s \text{ și } T=\left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v.$$

— **Entalpia**, atunci cînd este exprimată în funcție de entropie și presiune $h=h(s, p)$. Derivatele parțiale sînt:

$$T=\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p \text{ și } v=\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s.$$

— **Energia liberă** (potențial Helmholtz, potențial termodinamic izocor sau funcție Massieux), care, prin definiție, este dată de expresia $f=u-Ts=f(T, v)$.

Derivatele parțiale au expresia:

$$s=-\left(\frac{\partial f}{\partial T}\right)_v \text{ și } p=-\left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_T.$$

Entalpia liberă (potențial Gibbs), care, prin definiție, este $g:=h-Ts=f(T, p)$.

Derivatele parțiale au expresia:

$$s=-\left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p \text{ și } v=\left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T.$$

P. chimic. Spre deosebire de sistemele termodinamice închise, care nu schimbă substanța cu mediul, în sistemele deschise masele componenților se pot modifica arbitrar. Forma generală a p. chimic a unui component i a cărui cantitate este n_i, este:

$$\mu_i=\left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T, p},$$

în care G reprezintă p.t. entalpie liberă $G=H-TS$.

Prin definiția corespunzătoare acestui potențial, se pune în evidență caracteristica sa de mărime molară parțială, implicit particularitatea de mărime intensivă.

Pentru cazul sistemelor ideale, reprezentate de gazele perfecte și soluții foarte diluate, p. chimic exprimat pentru un component i din amestec, este:

$$\mu_i=\mu_i^*(T, p)+RT \ln x_i,$$

unde $\mu_i^*(T, p)$ se numește p. chimic standard al componentului i, dependent de parametrii de stare T și p, iar x_i este fracția molară corespunzătoare componentului.

Valoarea p. chimic al unui component în stare pură ($x_i=1$) este, deci, egal cu p.t. denumit **entalpie liberă**.

Criteriul de evoluție al proceselor naturale și de echilibru funcție de p. chimic, este sintetizat prin expresia:

$$(\Delta\mu)_{T, p}\leqslant 0.$$

PRAF. Particule fine de material solid cu dimensiuni, în general, sub 20 μm, rezultate din eroziunea naturală și artificială ori dintr-un proces de măcinare fină.

Antrenat de curenți de aer sau alte gaze în care rămîne suspendat în timp, p. se poate deplasa pe distanțe mari.

În scopul recuperării unor materiale valoroase, pentru evitarea poluării atmosferei sau a pericolului de incendiu pentru substanțe combustibile (ex.: p. de cărbune), ca și pentru micșorarea uzurii unor organe de mașini se utilizează diferite mijloace de reținere a p. (v. Filtru; Electrofiltru; Ciclon).

PRANDTL (Criteriul). Grupare adimensională de proprietăți fizice ale corpurilor fluide (lichide sau gaze), utilizată în interpretarea și descrierea proceselor de transfer convectiv de căldură. **C.P.**, notat Pr, reprezintă raportul dintre difuzivitatea moleculară a impulsului și difuzivitatea moleculară a căldurii, respectiv raportul dintre distribuția vitezei și distribuția temperaturii la un fluid care transferă căldură prin convecție la suprafața unui perete.

Criteriul Pr se definește prin relația:

$$\mathrm{Pr}=\frac{\eta c_p}{\lambda}=\frac{\nu}{a},$$

în care apar următoarele proprietăți termofizice și de transport ale fluidului: η — viscozitatea dinamică [N·s/m²]; c_p — căldura specifică la presiune constantă [J/kg·K]; λ — conductivitatea termică [W/m.K]; ν — viscozitatea cinematică [m²/s]; a — difuzivitatea termică [m²/s]. Aceste proprietăți sînt dependente de natura fluidului și temperatura lui, iar la gaze, și de presiune.

Limitele aproximative de variație a valorii criteriului Pr pentru unele fluide sînt următoarele: gaze Pr=0,68···0,80; apă Pr=0,86···13; abur saturat Pr=0,86···0,96; abur supraîncălzit Pr=0,98···0,96; uleiuri și produse petroliere viscoase Pr=20···100 000; fluide organice Pr=2,9···9; metale lichide Pr=0,004···0,03.

Valorile criteriului Pr pune în evidență mecanismul schimbului de căldură prin con-

Scanned with OKEN Scanner

vecție. La fluidele cu Pr≥1 (apă, gaze, abur, uleiuri), transferul de căldură prin convecție între un fluid și un perete are loc prin conducție în stratul limită și mișcare de amestec între stratul limită și zonele de fluid depărtate de perete, efectele turbulenței fiind determinante. La fluidele cu Pr≪1 (metale lichide), procesul de convecție se desfășoară preponderent prin conducție în stratul limită de fluid, influența mișcării de amestec fiind secundară.

PREAPLIN. Dispozitiv auxiliar al recipientelor cu lichid, care are rolul de a împiedica creșterea nivelului lichidului peste un anumit nivel. Dispozitivul este constituit dintr-un racord montat la recipient, o pîlnie și o conductă ce se leagă fie la conducta de golire a recipientului, fie la colectorul de golire al instalației (Fig. P.111).

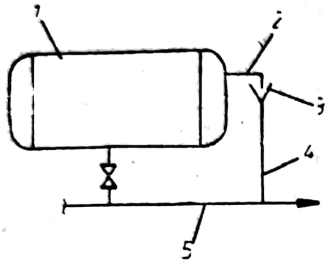


Fig. P. 111. Schema de racordare a preaplinului:
1 — recipient; *2* — racord pentru preaplin; *3* — pîlnie; *4* — conductă de evacuare; *5* — colector de golire.

PREÎNCĂLZIRE. Încălzire prealabilă a unui material sau a unui fluid, care, în procesul tehnologic la care va participa, va fi încălzit de la temperatura de preîncălzire la una mai înaltă. În exploatarea mașinilor și instalațiilor termice se utilizează următoarele cazuri de p.:

a) **P. aerului** — încălzirea aerului necesar arderii înainte de introducerea lui într-un focar, în camera de ardere a unei instalații de turbină cu gaze, într-un cuptor industrial etc.

La generatoarele de abur, p. aerului de ardere se face înainte de introducerea lui în focar, folosind căldura cedată de gazele de ardere evacuate. Avantajele acestui procedeu sînt: mărirea debitului specific de abur pentru același consum de combustibil sau micșorarea consumului de combustibil pentru același debit specific de abur; posibilitatea arderii eficiente a unor cărbuni inferiori cu conținut mare de umiditate; mărirea temperaturii teoretice de ardere a combustibilului în focar; creșterea vitezei de aprindere a combustibilului. La instalațiile de turbină cu gaze, aerul refulat de compresor este preîncălzit înainte de intrare în camera de ardere, cu gazele arse evacuate din turbină. În acest caz, se micșorează consumul de combustibil și se mărește randamentul termic al instalației. În cazul cuptoarelor industriale, aerul necesar arderii este încălzit în prealabil preluînd căldura de la gazele arse evacuate, de la pereții cuptorului sau de la șarja rezultată din cuptor. Astfel, se îmbunătește procesul de ardere a combustibilului, se micșorează consumul de combustibil și se ameliorează indicii tehnico-economici de funcționare a cuptorului.

b) **P. amestecul aer-combustibil** — încălzirea prelabilă a amestecului aer+combustibil la motoarele cu aprindere prin scîntei, înainte de introducerea lui în cilindrii motorului. Aceasta se realizează cu ajutorul gazelor de ardere, a apei de răcire a motorului sau folosind căldura pierdută din motor prin convecție sau radiație. Ca procese utilizate se disting: **p.** aerului înainte de aspirație, într-un manșon care îmbracă țeava de eșapament a motorului (Fig. P.112 *a*) sau în carter (Fig. P.112 *b*); **p.** cu gaze de ardere care circulă în jurul camerei de amestec a carburatorului (Fig. P.112 *c*); **p.** cu apă caldă din circuitul de răcire al motorului, care circulă în jurul camerei de amestec a carburatorului (Fig. P.112 *d*); **p.** cu ulei din circuitul de ungere, care circulă în jurul camerei de amestec a carburatorului (schemă similară cu figura P.112 *d*). La motoarele răcite cu aer, se utilizează mai mult **p.** cu ulei. Avantajele **p.** amestecului aer+combustibil sînt: împiedicarea înghețării apei din combustibil la temperaturi joase și la altitudini mari; evitarea con-

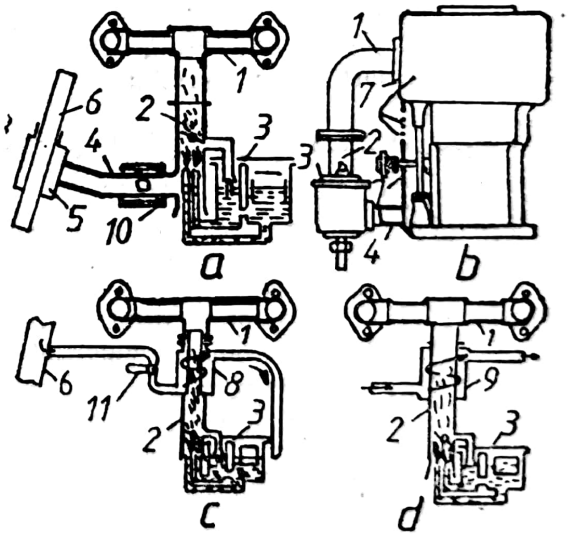


Fig. P.112. Posibilități de preîncălzire a amestecului combustibil—aer:
a, *b* — cu aer cald; *c* — cu gaze de ardere; *d* — cu apă caldă; *1* — colector de admisie; *2* — cameră de amestec a carburatorului; *3* — carburator; *4* — țeavă de acces al aerului cald; *5* — manșon cu circulație de aer; *6* — țeavă de eșapament; *7* — blocul cilindrilor; *8* — manșon cu circulație de gaze de ardere; *9* — manșon cu circulație de apă caldă; *10* — inel de reglare a aerului preîncălzit; *11* — robinet de reglare a debitului de gaze de ardere.

densării apei din combustibil în galeria de admisie; îmbunătățirea funcționării motorului la ralenti etc.

c) **P. apei** — încălzirea apei de alimentare a unei instalații pînă la o temperatură cît mai apropiată de cea pe care o va atinge în timpul funcționării instalației. Acest procedeu se folosește la cazanele de abur, la instalațiile de vaporizare, la instalațiile de tratare a apei la cald etc. În cazul cazanelor de abur, **p. apei** de alimentare conduce la micșorarea consumului de combustibil, la micșirarea suprafeței de vaporizare prin apariția unor suprafețe echivalente de **p.** cu un preț de cost mai redus și la îmbunătățirea funcționării agregatului. În acest caz, **p. apei** de alimentare se face cu gazele arse evacuate din cazan, cu abur viu, cu abur prelevat sau evacuat din turbina cu abur, cu abur evacuat din instalații auxiliare, cu căldura cedată din diferite instalații prin recuperarea ei etc.

— **P.** *cu gaze de ardere* se realizează în preîncălzitoare de suprafață. La ieșirea din preîncălzitoare, gazele arse vor avea temperaturi de (170—200)°C la instalațiile cu tiraj natural și de (130—180)°C la cele cu tiraj forțat. Căldura care se recuperează prin **p.** apei de alimentare cu gaze arse reprezintă (5—15)% din căldura produsă în focar prin arderea combustibilului, ducînd la îmbunătățirea randamentului cazanului.

— **P.** *cu abur viu* se face rar și se realizează în injectoare de alimentare cu apă a cazanelor, sistemul îndeplinind rolul de preîncălzitor prin amestec. Acest procedeu se folosește numai la instalațiile cu debite mici și presiuni reduse.

— **P.** *regenerativă* se face cu abur prelevat între treptele turbinei cu abur, în unul sau mai multe preîncălzitoare (v. Preîncălzire regenerativă).

— **P.** *apei cu abur evacuat* se realizează în preîncălzitoare prin amestec.

— **P.** *apei cu ajutorul căldurilevacuate din diferite instalații.* Sursele utilizate sînt: căldura cedată în răcitoarele de ulei și cele de aer ale turbogeneratoarelor din centralele termoelectrice; căldura din aburul evacuat din labirinții și ejectoarele de aer ale condensatoarelor instalațiilor de forță cu turbină cu abur; căldura cedată prin pereții cuptoarelor industriale etc. Deoarece în aceste cazuri căldura se obține la temperaturi relativ scăzute, preîncălzitoarele de apă vor constitui primele trepte în cadrul ansamblului instalației de **p.**

Prin încălzirea apei prin procedeele arătate se mărește randamentul general al instalației care o folosește prin reducerea consumului de energie primară (combustibil).

PREÎNCĂLZIRE REGENERATIVĂ. Procedeu de ameliorare a randamentului ciclului Rankine al unei centrale termoelectrice, prin aplicarea principiului de folosire a unei surse interne de căldură drept sursa exterioară, reducîndu-se căldura Q_1 primită de ciclu din exterior. Principiul fiind denumit regenerare a căldurii, ciclurile instalațiilor termice de forță cu abur care o folosesc se numesc *cicluri de regenerare.*

P. r. a apei de alimentare a cazanelor de abur se face prin: preîncălzirea apei de alimentare a cazanelor de abur extras din turbină; preîncălzirea apei de alimentare cu gaze de ardere evacuate din cazanul de abur; preîncălzirea apei de alimentare prin alte metode, folosind de exemplu, unele resurse energetice secundare disponibile.

P. r. a apei de alimentare realizată cu aburul prelevat din turbină este prezentată în figura P.113. Prin acest procedeu, se întrerupe

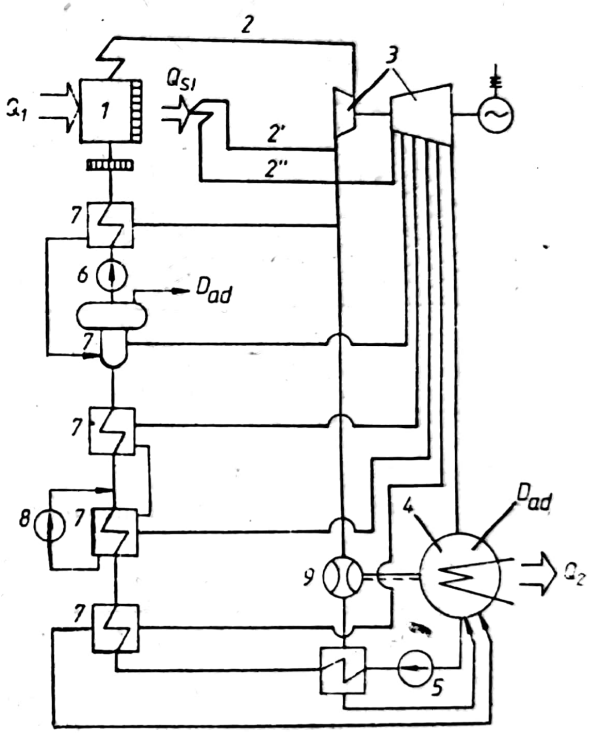


Fig. P.113. Circuitul termic al unui grup turbogenerator cu supraîncălzire intermediară și preîncălzire a apei de alimentare:
1 — cazan de abur; *2, 2', 2''* — conducte de legătură cazan-turbină; *3* — turbină de abur; *4* — condensator; *5* — pompă de condensat; *6* — pompă de alimentare; *7* — preîncălzitoare de apă de alimentare; *8* — pompă de condensat secundar; *9* — ejector; $Q_1=Q_i+Q_{sl}$ — căldura intrată în ciclu (în cazan), în supraîncălzitorul primar și intermediar; Q_2 — căldura cedată sursei reci (în condensator); D_{ad} — apă de adaos.

destinderea unor fracțiuni din debitul total de abur care circulă prin turbină, fracțiuni care se extrag în anumite puncte (prize de abur) și care cedează căldura lor de supraîncălzire și de vaporizare a apei de alimentare în schimbătoare de căldură de suprafață și de amestec, totalitatea acestor aparate alcătuind așa-numitul *circuit regenerativ.*

Scanned with OKEN Scanner

Introducerea circuitului regenerativ de **p.r.** a apei de alimentare are o serie de consecințe pozitive și negative în funcționarea centralei termoelectrice. Dintre avantajele folosirii lui, cele mai importante sînt următoarele:

— Prin recuperarea integrală a cantității de căldură conținută în aburul de priză, din care o mare parte s-ar fi pierdut în condensator, rezultă o economie de căldură. Prin **p.r.** a apei de alimentare se înlocuiește transformarea izobară *1-2*, cu transformarea adiabată *1a-2* (Fig. P.114), apropiind ciclul Rankine de ciclul Carnot, deci ridicîndu-i randamentul.

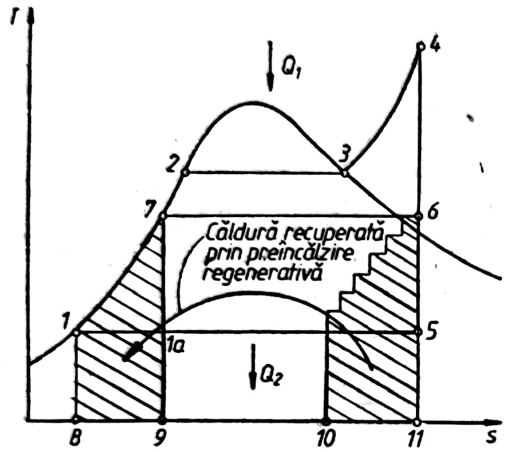


Fig. P.114. Preîncălzirea apei de alimentare în mai multe trepte la un ciclu Rankine fără supraîncălzire intermediară.

Randamentul termic al ciclului cu **p.r.** pentru un kilogram de abur intrat în condensator este:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{i_2 - i_3}{(1+\Sigma a)(i_1 - i_{a1})},$$

unde: i_1 este entalpia aburului produs de cazan; i_2 — entalpia aburului la ieșirea din turbină; i_3 — entalpia condensatorului la ieșirea din condensator; i_{a1} — entalpia de alimentare; Σa — debitul de abur extras din turbină pentru **p.r.**

Maximul funcției (η_t) coincide cu maximul produsului $(1+\Sigma a)(i_1 - i_{a1})$, unde entalpia finală a **p.r.** i_{a1} depinde de debitul de abur Σa extras din prize $i_{a1} = f(\Sigma a)$ și are loc pentru o valoare a temperaturii de **p.r.** ceva mai mică decît temperatura de saturație a apei de alimentare a cazanului.

Creșterea optimă de entalpie a apei preîncălzire depinde de parametrii inițiali ai ciclului de numărul de prize și de faptul că ciclul este prevăzut sau nu cu supraîncălzire intermediară, în figura P.115 *a* și *b* este arătat sporul relativ de randament (reducerea consumului specific) pentru asemenea cicluri și cu diferite numere de trepte de preîncălzire. Se remarcă tendința de creștere a avantajului **p.r.** cu ridicarea

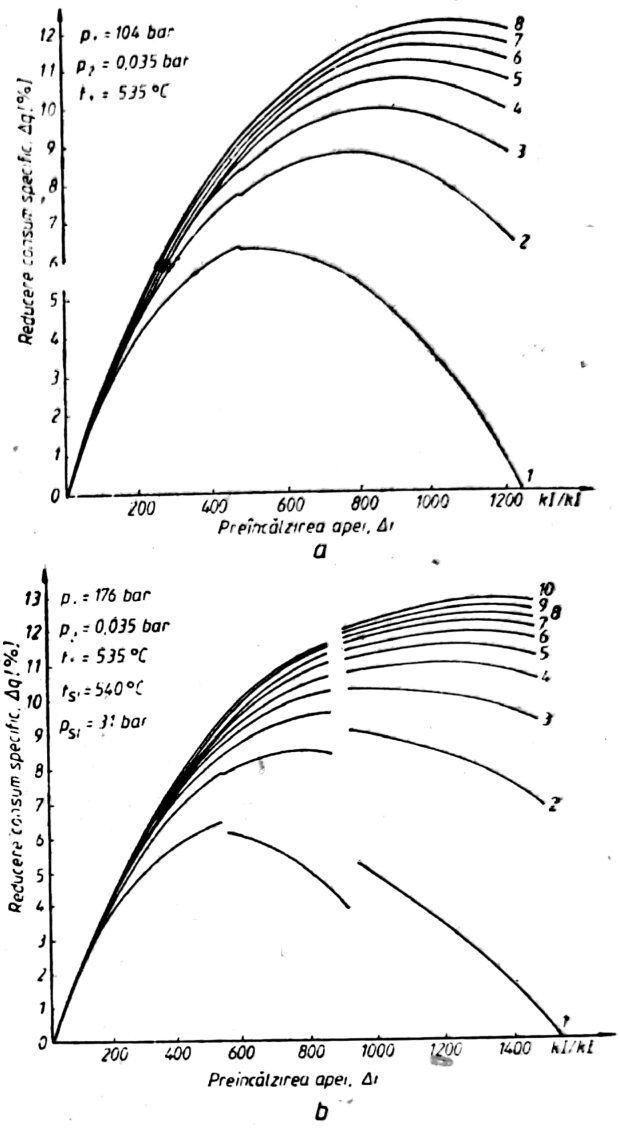


Fig. P.115. Variația consumului specific cu preîncălzirea apei de alimentare:
a — la ciclul simplu; *b* — la ciclul cu supraîncălzire intermediară.

presiunii și cu prezența supraîncălzirii intermediare, efectul de îmbunătățire a randamentului fiind de 10—12% în raport cu ciclul fără **p.r.**

— Turbina lucrează cu un randament intern mai ridicat, prin creșterea debitului mediu de abur care circulă prin ea, pentru aceeași putere produsă.

— Ultimele trepte ale turbine sînt descărcate de o parte din abur (pînă la 35,45% din debitul admis în turbină), rezultînd astfel o construcție mai ușoară pentru turbină (secțiune de trecere mai mică pentru ultimele trepte de palete, deci diametre mai mici).

— Condensatorul este mai mic ca dimensiuni, prin micșorarea debitului de abur condensat, la aceeași putere produsă; rezultă, deci, pe de o parte, o economie de investiții, iar,

pe de altă parte, scăzînd necesarul de apă de răcire, se reduce și consumul de energie pentru pompare.

— În cazan, prin alimentarea sa cu apă preîncălzită, cantitatea de combustibil introdusă în focar este mai mică, deci se micșorează căldura Q_1 dată ciclului.

Ca dezavantaje ale p.r. a apei de alimentare se menționează:

— Apar instalații și utilaje noi, ceea ce duce la un spor de investiții și de cheltuieli anuale de exploatare;

— se produce un consum suplimentar de energie pentru serviciile interne.

Realizarea practică a p.r. se poate face în două moduri: cu schimbătoare de căldură de suprafață și de amestec.

În cazul schimbătoarelor de suprafață, aburul și apa circulă separat.

Preîncălzitoarele de amestec sînt folosite și ca degazoare. Cele două fluide apa și aburul, fiind în contact direct, au aceeași presiune și temperatură.

PREÎNCĂLZITOR. Utilaj destinat preîncălzirii unui agent termic folosit într-un proces tehnologic

După natura agentului termic preîncălzit se deosebesc următoarele tipuri de p.: de aer, de apă, de combustibil, de materiale granulate etc.

După principiul de funcționare, p. pot fi schimbătoare de căldură de tip recuperativ (cu funcționare continuă), sau de tip regenerator (cu funcționare intermitentă). Constructiv, p. prezintă o mare varietate de soluții, funcție de natura fluidului încălzitor sau încălzit, de debitul celor două fluide, spațiul aferent amplasării aparatului, destinația utilajului.

P. sînt instalații auxiliare utilizate în scopul creșterii eficienței unei instalații termice, prin economia de combustibil pe care o realizează folosirea ei.

P. de aer. Sînt schimbătoare de căldură folosite pentru preîncălzirea aerului necesar arderii unui combustibil, la o instalație de ardere aferentă unui utilaj (generator de abur, cuptor industrial, instalație tehnologică, cameră de ardere de la turbina cu gaze etc.). P. de aer sînt introduse în circuitul tehnologic în scopul recuperării căldurii conținute în gazele de ardere evacuate dintr-o anumită instalație, ceea ce are ca efect creșterea randamentului termic al utilajului respectiv. Pe de altă parte, introducerea aerului în spațiul de ardere la temperatură ridicată conduce la îmbunătățirea procesului de ardere și la creșterea temperaturii de ardere. Acest lucru este deosebit de important în special în cazul combustibililor inferiori cu umiditate mare și conținut redus de materii volatile. La focarele cu cărbune pulverizat și evacuare solidă a zgurii și cenușii, este necesară o preîncălzire a aerului pînă la 300—350°C în funcție de punctul de înmuiere al cenușii. La focarele cu evacuarea lichidă a zgurii, p. aerului se realizează pînă la 400—450°C. Agentul de încălzire provine, în general, de la utilajul care folosește aerul preîncălzit, dar sînt situații în care p. aerului se face prin recuperarea căldurii de la o altă instalație.

P. de aer care utilizează ca agent de încălzire gazele de ardere sînt supuse unei coroziuni intense în zonele de temperaturi scăzute. Cauza principală a coroziunii o constituie conținutul ridicat de sulf din combustibil, care prin ardere se transformă în SO_2 și SO_3 (la valori ridicate ale coeficientului de exces de aer procentul de SO_3 crește). Anhidrida sulfurică SO_3, în combinație cu vaporii de apă din gazele de ardere, la temperaturi de 500°C, formează acidul sulfuric H_2SO_4, care în contact cu pereții metalici reci condensează și amorsează procesul de coroziune. În figura P.116 este prezentată viteza de formare a stratului corodat în funcție de temperatura suprafețelor de transfer de căldură, pentru un conținut de 2,7% O_2 în gazele de ardere. Pe de altă parte, temperatura punctului de rouă (la care vaporii se condensează) crește cu conținutul de sulf din combustibil și cu conținutul de O_2 din gazele arse (Fig. P.117). Reducerea coroziunii poate fi realizată prin: reducerea sau eliminarea conținutului de sulf din combustibil; introducerea unor substanțe aditive care au proprietatea de a absorbi sau neutraliza chimic acidul sulfuric format; realizarea unor suprafețe de încălzire din materiale rezistente la coroziune.

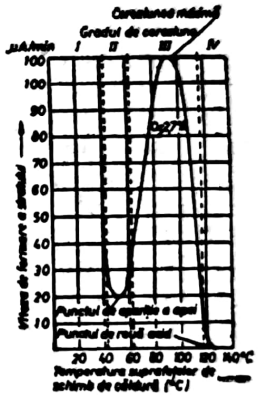


Fig. P.116. Viteza de formare a stratului corosiv în funcție de temperatura suprafețelor metalice: *I* — coroziune accentuată; *II* — coroziune moderată; *III* — coroziune mărită; *IV* — coroziune slabă.

În cazul combustibililor solizi, reducerea conținutului de sulf se poate realiza prin:

îndepărtarea piritei din praful de cărbune; aditivarea combustibilului; aditivarea gazelor de ardere. Prin aditivare, se realizează reduceri semnificative ale vitezei de coroziune. Dintre aditivii cei mai folosiți se numără: dolomita, magnetita, amoniacul și magneziul.

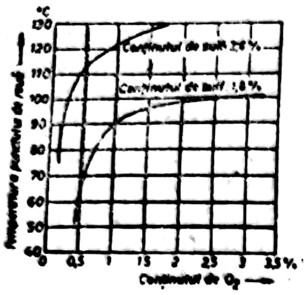


Fig. P.117. Variația temperaturii punctului de rouă acid în funcție de conținutul de oxigen din gazele arse.

Dolomita se introduce în focar și, cu toate că are o acțiune redusă asupra SO_3 din gazele de ardere, neutralizează ușor depunerile de pe pereți. Magnezita are efect similar cu dolomita, dar se mai poate injecta sub formă de suspensie în apă, direct pe suprafețele schimbătoare de căldură, conducînd la o bună curățire a țevilor. Amoniacul se injectează în zona în care temperatura gazelor arse este de 200—400°C. Magneziul se injectează sub formă de praf și reacționează cu oxigenul liber din flacără, reducînd astfel cantitatea de SO_3.

O altă posibilitate de reducere a efectului coroziunii suprafețelor de transfer de căldură constă în utilizarea țevilor acoperite cu materiale ceramice sau emailuri, sau a țevilor de sticlă. Constructiv, țevile emailate sînt mai ușor de prelucrat și de etanșat comparativ cu cele acoperite cu materiale ceramice. Dezavantajul constă în faptul că stratul de email nu are o rezistență mecanică prea mare, fiind deteriorat de șocurile mecanice, fapt ce conduce la imposibilitatea curățării mecanice a acestor suprafețe. **P.** de aer construite din sticlă sînt rezistente la coroziune. Se utilizează sticla sticloborică (80% SiO_2+13% B_2O_2) care are bună rezistență la șocuri termice și față de acțiunea acizilor. Diametrul tuburilor de sticlă este, de obicei, cuprins între 30 și 60 mm, avînd lungimea pînă la 3 m; ele sînt montate în plăci tubulare de oțel, placate cu politetrafluorietilenă.

P. de aer recuperative. Sînt construite din plăci, țevi netede sau nervurate.

P. *de aer cu țevi netede* sînt construite din pachete de țevi drepte cu diametrul de 50—70 mm, avînd o lungime de 2—10 m. Introducerea gazelor de ardere prin țevi se justifică, mai ales, în cazul arderii prafului de cărbune, deoarece curățarea în interior este mai ușor de realizat. Circulația aerului și a gazelor de ardere are loc în mai multe fluxuri în curent încrucișat (Fig. P.118 și P.119).

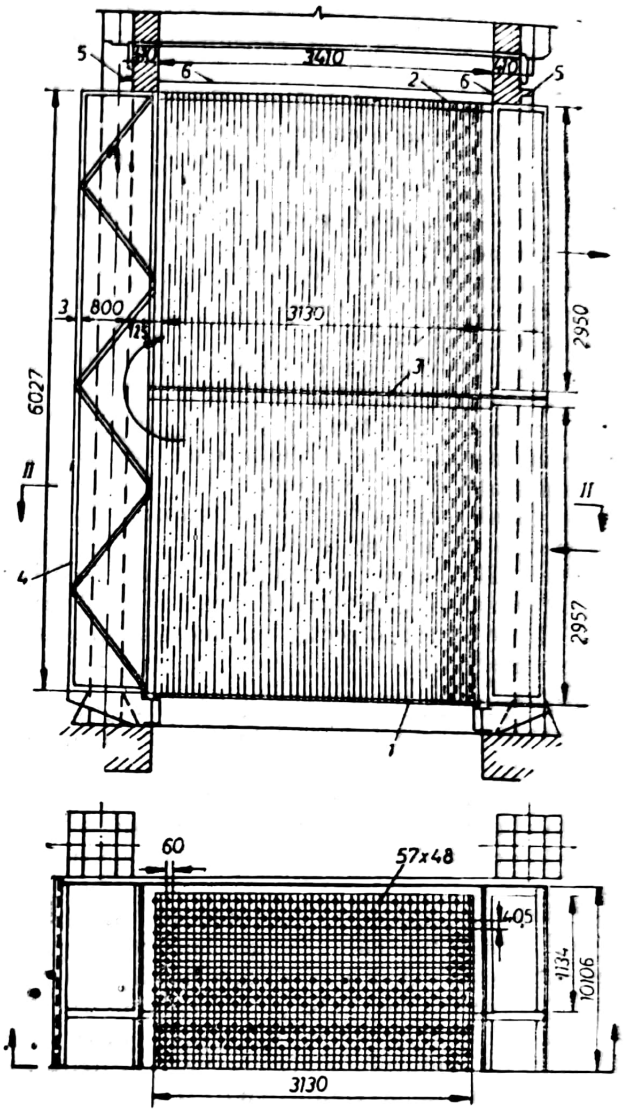


Fig. P.118. Preîncălzitor tubular de aer:
1, 2, 3 — plăci tubulare; *4* — manta exterioară pentru canalul de aer; *5, 6* — compensatori.

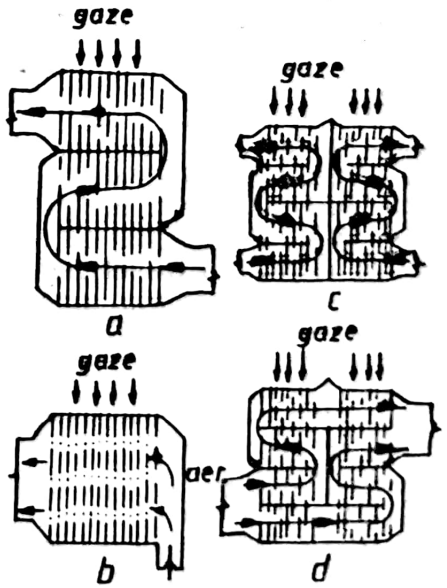


Fig. P.119. Scheme de circulație a aerului în preîncălzitor:
a, b — cu un singur flux; *c, d* — cu două fluxuri.

P. *de aer cu nervuri sau aripioare* au țevi prevăzute cu nervuri atît la interior, cît și la exterior (Fig. P.120). Ele sînt construite din fontă și au rezistență ridicată la coroziune. Ca dezavantaj, trebuie menționat faptul că au rezistență gazodinamică ridicată.

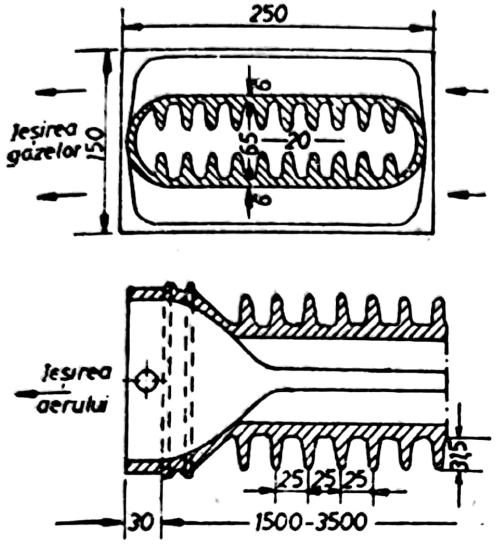


Fig. P.120. Preîncălzitor de aer cu nervuri.

P. *de aer din plăci* sînt (Fig. P.121) de tip lamelar, confecționate din tablă sudată, fiind dispuse în pachete paralelipipedice ce pot fi legate atît în serie, cît și în paralel, astfel încît vitezele de curgere ale agenților termici să fie de ordinul a 10—20 m/s.

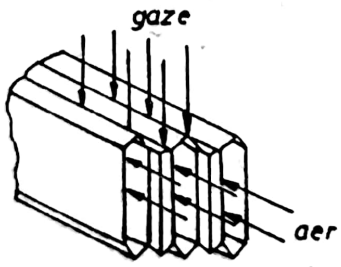


Fig. P.121. Preîncălzitor de aer lamelar (cu fante).

P. de aer regenerative. Sînt construite din pachete de tablă ondulată de 0,5—1 mm grosime, spălate alternativ de aer și gaze de ardere. **P.** de *aer tip Ljüngström* (Fig. P.122) se compune dintr-un rotor cilindric inclus într-o carcasă metalică, în care sînt prevăzute racordurile pentru aer și gaze de ardere. Una din problemele constructive ale acestui p. o reprezintă etanșarea dintre cele două camere de aer, respectiv gaze. **P.** *de aer de tip Rothemühle* are masa de acumulare/cedare de căldură fixă, iar racordurile de aer de intrare/ieșire sînt mobile. La aceste p. pot fi utilizate

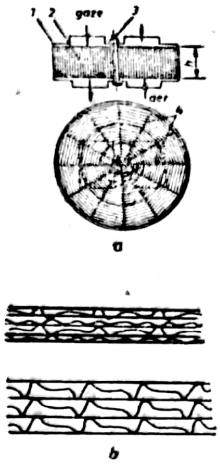


Fig. P.122. Preîncălzitor de aer rotativ tip Ljüngström: *a* — preîncălzitor; *1* — carcasă; *2* — rotor; *3* — ax; *4* — suporți; *b* — elemente de încălzire (acumulare) din tablă.

și suprafețele de transfer din materiale ceramice, mai ales în zona cu aer rece, evitîndu-se astfel apariția coroziunii (Fig. P.123).

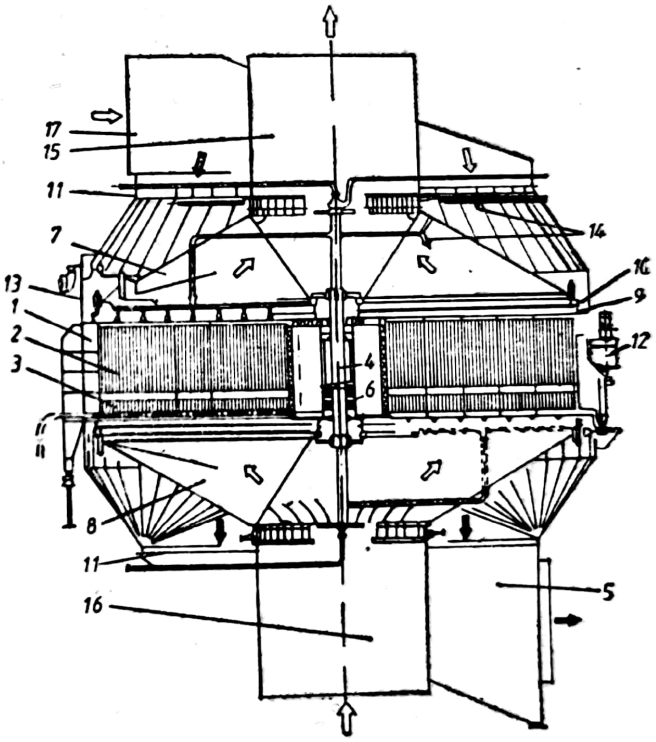


Fig. P.123. Preîncălzitor de aer tip Rothemühle: *1* — carcasa statorului; *2* — pachete de încălzire din tablă; *3* — partea rece a suprafeței de încălzire; *4* — arbore; *5* — canalul de ieșire a gazelor de ardere; *6* — lagăr de susținere; *7* — capac cald; *8* — capac rece; *9* — cadru de etanșare; *10* — manșon de dilatare; *11* — etanșare; *12* — motor de antrenare; *13* — instalație de suflare; *14* — guri de stingere și instalație de spălare; *15* — canal pentru aerul cald; *16* — canal pentru aerul rece; *17* — canal de intrare a gazelor.

P. de apă. Sînt utilaje avînd ca scop preîncălzirea apei cu ajutorul unui agent încălzitor, în general aburul (v. Preîncălzitor regenerativ). Aceste p. sînt introduse

Scanned with OKEN Scanner

în schemele centralelor termice sau termoelectrice sau la instalațiile tehnologice care utilizează apa caldă, respectiv fierbinte.

În funcție de valoarea presiunii apei preîncălzite, se împart în 2 categorii: **p.** de joasă presiune ($p_{apa}<10$ bar) și **p.** de înaltă presiune ($p_{apa}=40-250$ bar). În funcție de modul în care se face contactul între cele două fluide, **p.** pot fi: de suprafață, la care transferul de căldură se realizează prin intermediul unei suprafețe solide; de amestec, la care aburul este introdus în masa de lichid, sau curge în contracurent, în contact direct cu apa supusă preîncălzirii (v. Degazor termic).

P. de apă de joasă presiune, de tip apă-abur, sînt schimbătoare de căldură cu țevi netede, la care țevile sînt mandrinate în placa tubulară. Ele pot fi așezate atît orizontal, cît și vertical, diferențele constructive între cele două tipuri fiind minime. **P.** cu două treceri pe partea de apă și cu țevi drepte sînt de tipul cu „cap flotant", a doua placă tubulară fiind amplasată în interiorul mantalei și putînd să alunece liber în acesta. (Fig. P.124). Etanșarea trebuie, însă, să fie bine realizată pentru a se evita pierderea de apă. Alt tip de **p.** este cu țevi în formă de U, cu o singură placă tubulară (Fig. P.125). La aceste **p.** se evită problema etanșărilor de la tipul cu cap flotant, și de asemenea, montarea și demontarea miezului este mai ușoară. Diametrele nominale ale țevilor sînt cuprinse în general între 15 și 40 mm.

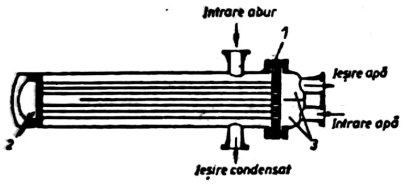


Fig. P.124. Preîncălzitor de joasă presiune cu țevi drepte:
1 — placă tubulară; *2* — cameră de întoarcere cu cap flotant; *3* — camere de apă.

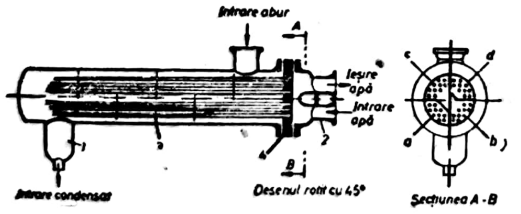


Fig. P.125. Preîncălzitor de joasă presiune cu țevi în formă de U, cu patru drumuri de apă:
1 — dom de colectare a condensatului; *2* — cameră de distribuție; *3* — țevi în formă de U; *4* — placă tubulară; *a*, *b*, *c*, *d* — cele patru drumuri (treceri).

P. de apă de înaltă presiune de tip apă-abur funcționează la parametrii ridicați atît pe partea de apă, cît și pe partea de abur. Constructiv, sînt asemănătoare **p.** de apă de joasă presiune, preferîndu-se totuși ca soluție constructivă varianta cu țevi în formă de U (Fig. P.126). Placa tubulară și camera de apă sînt dintr-o singură bucată, confecționate prin forjare sau sudare. Deoarece agentul termic încălzitor este aburul supraîncălzit, aceste aparate sînt prevăzute cu zona de supraîncălzire, de condensație și de subrăcire a condensatului. Pentru separarea zonei de supraîncălzire și a zonei de răcire, în dreptul racordului de intrare a aburului și a celui de ieșire a condensatului se prevede o manta interioară, care acoperă în mod corespunzător țevile. Aparatul este prevăzut cu table despărțitoare ale zonelor de preîncălzire, astfel tabla care separă zona de subrăcire de zona de condensație trebuie să fie permanent imersată în condensat, pentru ca în zona de subrăcire să fie împins numai lichidul. Șicanele de ghidare în cele trei zone sînt montate numai în scopul îmbunătățirii transferului de căldură. Un alt tip constructiv de **p.** de apă de înaltă presiune de tip apă-abur este prevăzut cu colectoare pentru apa atît la intrare, cît și

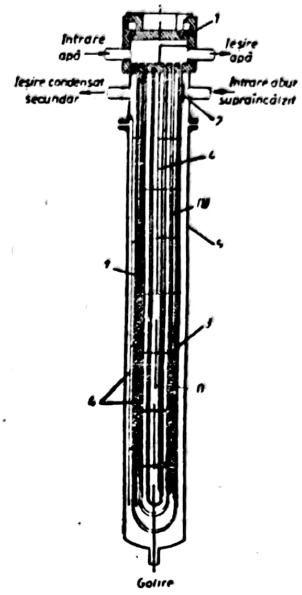


Fig. P.126. Preîncălzitor de înaltă presiune cu țevi în formă de U:
I — zonă de subrăcire; *II* — zonă de condensație; *III* — zonă de supraîncălzire.
1 — camera de apă și placa tubulară; *2* — tablă de impact pentru abur; *3* — șicane pentru abur; *4* — table de separare a zonelor; *5* — manta exterioară.

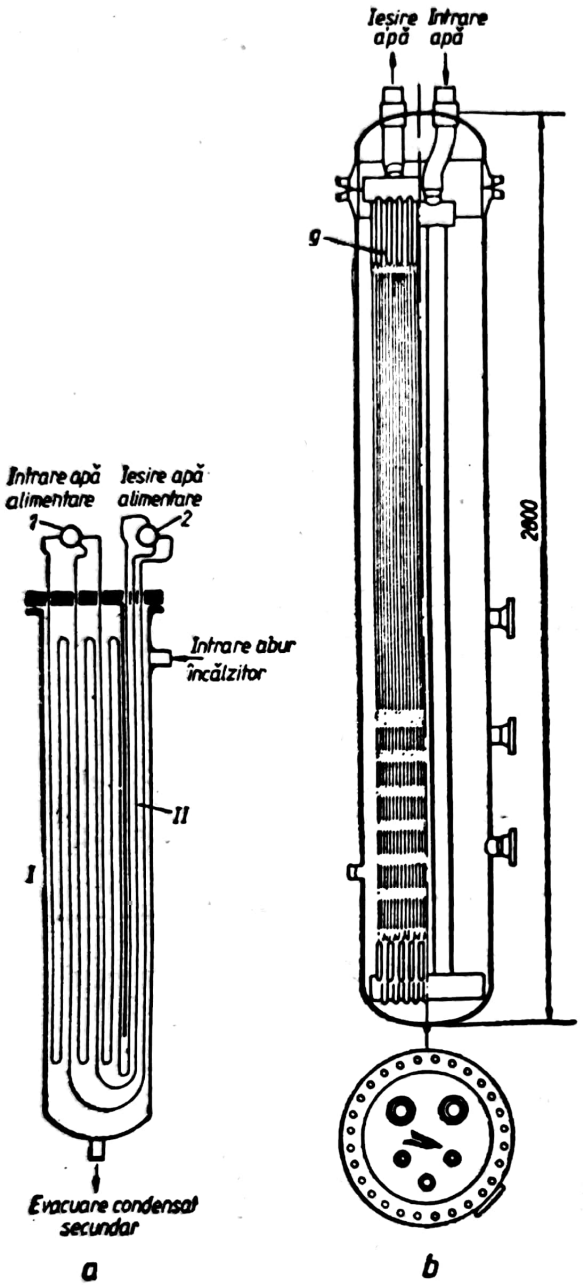


Fig. P.127. Preîncălzitor de înaltă presiune cu serpentine:
a) cu colectoare exterioare; *b)* cu colectoare interioare.
I — zona de condensație; *II* — zona de supraîncălzire.

la ieșire, țevile fiind în formă de U cu mai multe treceri (Fig. P.127). Colectoarele pot fi amplasate atît în interiorul, cît și în exteriorul mantalei de abur. Avantajul tipului de colectare interioare constă în faptul că etanșarea cu capacul aparatului este realizată la un număr mult mai redus de țevi (practic numai la racordurile principale), numărul țevilor schimbătoare de căldură poate fi mult mărit, iar pasul dintre ele poate fi mult redus.

P. de combustibil. Sînt aparate pentru încălzirea prealabilă a combustibilului. După natura combustibilului, se deosebesc: **p.** de combustibil gazos și **p.** de combustibil lichid (păcură).

P. de combustibil gazos se folosesc, mai ales, la încălzirea combustibililor gazoși cu putere calorifică mică, folosiți la cuptoarele industriale. Construcția lor este asemănătoare cu cea a preîncălzitoarelor de aer pentru cuptoare industriale, de care se deosebesc, de obicei, numai prin mărimea suprafeței de schimb de căldură, gazele combustibile fiind preîncălzite, de cele mai multe ori, pînă la o temperatură mai joasă decît aceea a aerului de ardere și mai mică decît aceea de autoaprindere a lor. Preîncălzirea combustibililor gazoși se face în scopul îmbunătățirii arderii și creșterii randamentului termic al instalației prin recuperarea unei părți din căldura conținută în gazele de ardere înainte de evacuarea acestora în mediul ambiant.

P. de combustibil lichid (păcură) servesc la încălzirea păcurii înainte de trecerea acesteia prin injectoarele de pulverizare pentru arderea în focarele cazanelor de abur sau în camerele de ardere ale cuptoarelor industriale. Necesitatea preîncălzirii păcurii se datorește viscozității ridicate a acesteia la temperatura ambiantă, împiedicînd curgerea și pulverizarea ei.

Constructiv, **p.** de păcură sînt schimbătoare de căldură de suprafață tubulare, de obicei, orizontale, fluidul de încălzire fiind aburul. În figura P.128 se prezintă o soluție tipică de astfel de aparat, cu țevi drepte și cap flotant pentru a permite compensarea dilatărilor termice și curățarea țevilor la interior.

Păcura, ca fluid viscos, curge prin țevi și are, practic, întotdeauna un regim de curgere laminar (pentru conducte criteriul Reynolds $Re < 2\,320$), la viteze de 0,5—1,5 m/s. Temperatura maximă de încălzire a păcurii nu depășește 150°C, peste această valoare apărînd procese de cocsare a păcurii pe suprafețele calde. Ca urmare, aburul de încălzire, care condensează între țevi, are presiunea de 10—16 bar și temperatura maximă de 250°C. Coeficientul global de schimb de căldură al aparatului are valori relativ reduse, de ordinul 150—400 $W/m^2 \cdot K$, datorită valorilor coborîte ale coeficientului de schimb de căldură prin convecție pentru păcură. Rezultă că astfel de aparate au suprafețe mari de schimb de căldură (50—300 m^2), cu un număr mare de treceri prin țevi ale păcurii (6—12 treceri), ceea ce complică construcția și etanșarea capacelor colectoare. Pe partea de abur, aparatul este prevăzut cu o supapă de siguranță cu contragreutate, pentru protecția mantalei la suprapresiune.

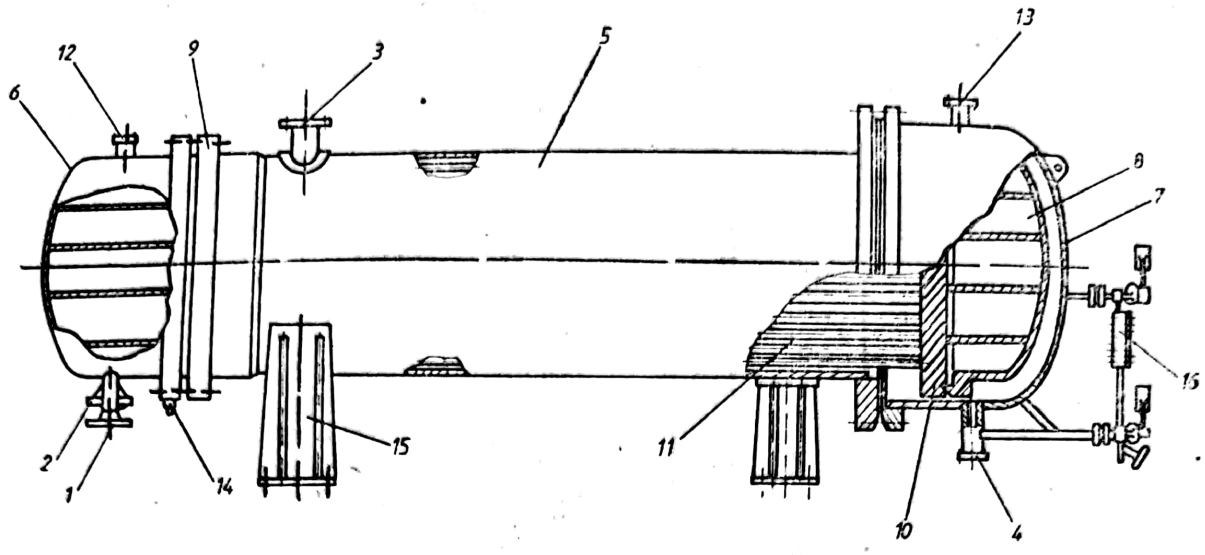


Fig. P.128. Preîncălzitor de păcură:
1 — intrarea păcurii; *2* — ieșirea păcurii; *3* — intrarea aburului; *4* — ieșirea condensatului; *5* — manta; *6, 7* — capace de colectare; *8* — cap flotant; *9* — placă tubulară fixă; *10* — placă tubulară mobilă; *11* — fasciculul tubular; *12, 13* — racorduri de aerisire; *14* — racord de golire; *15* — suport; *16* — sticlă de nivel.

PRELEVAREA ABURULUI. Extragerea aburului de la o priză reglabilă (industrială) sau fixă (regenerativă), amplasată între treptele unei turbine cu abur, cu scopul alimentării cu căldură a unor consumatori, fie din interiorul grupului energetic, sau centralei termoelectrice, fie din cadrul platformei industriale sau a orașului, fie pentru circuitul regenerativ.

Consumatorii industriali și urbani se alimentează cu abur prelevat de la prizele reglabile, fiind necesară în acest caz corelarea permanentă a debitului și/sau a presiunii cu regimurile de funcționare impuse de consumator.

Preîncălzitoarele regenerative și degazoarele, aferente grupului energetic sau centralei termoelectrice se alimentează cu abur prelevat de la prizele fixe ale turbinei, iar variațiile de regim ale grupului energetic conduc implicit la modificarea debitelor instalațiilor respective.

PRESETUPĂ (Sin.: **Presgarnitură; Garnitură de etanșare**). Organ de etanșare ce se folosește la ieșirea sau intrarea în mașină a unor arbori ce se rotesc sau a unor tije cu mișcări alternative. La mașinile termice, astfel de etanșări se găsesc la arborele motor, la arborii sau axele de acționare a unor servicii (pompă de injecție, pompă de apă, mașini electrice etc.), ca și la pompa de apă sau la tijele de piston și de distribuție ale mașinilor cu abur.

Construcția p. se poate realiza în multe moduri:

— **p.** cu strîngere reglabilă (Fig. P.129), folosită la etanșare pentru apă sau ulei;

— **p.** cu etanșare prin frecare axială și împingere cu resort pentru apă, ulei sau gaze (Fig. P.130);

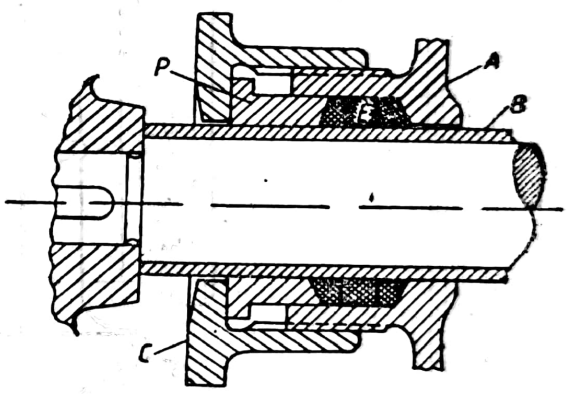


Fig. P.129. Presetupă cu strîngere reglabilă:
A — corpul de etanșat; *B* — bucșă de uzură pe arbore; *C* — piuliță de strîngere; *P* — bucșă de presiune; *E* — garnitură de etanșare (fir de bumbac sau de azbest, uns cu unsoare și grafit).

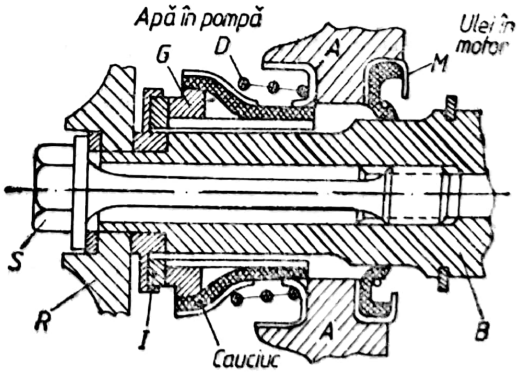


Fig. P.130. Presetupă cu frecare axială și resort:
A — corpul de etanșat; *B* — arbore; *R* — rotorul pompei; *S* — șurub elastic; *I* — inele de frecare; *G* — inel de grafit; *D* — arc cu inele profilate de ghidare; *M* — manșetă pentru ulei.

Scanned with OKEN Scanner

— p. cu manşete şi arc spiral pentru ulei (Simmering) (Fig. P.131);
— etanşare prin labirinţi (Fig. P.132);
— etanşare cu segmenţi metalici (la tije de piston) (Fig. P.133).

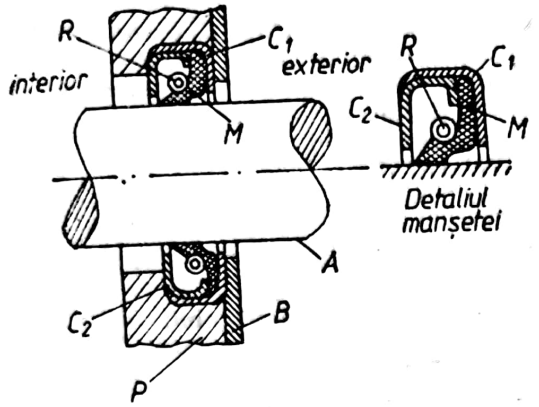


Fig. P.131. Presetupă cu manşetă şi arc spiral (Simmer):
A — arbore; *B* — corpul de etanşat; C_1 şi C_2 — casetele inelului; *M* — manşetă din cauciuc sau plastic; *R* — arc spiral de presiune inelar.

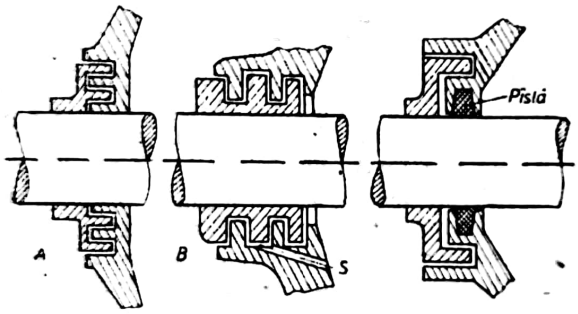


Fig. P.132. Etanşare prin labirinţi:
A — labirint radial; *B* — labirint axial; *C* — garnitură şi pîslă; *S* — scurgere.

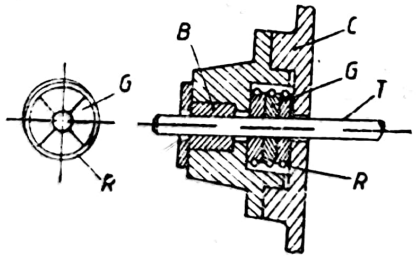


Fig. P.133. Etanşare cu segmenţi metalici;
T — tijă de piston la maşină cu abur; *C* — capacul cilindrului; *B* — bucşă de ghidare; *G* — garnitură metalică de etanşare din segmenţi; *R* — arc spiral de presiune (inelar).

PRESIUNE. Efort unitar normal de compresiune (apăsare), determinat într-un punct, ca o mărime scalară, de relaţia:

$$p = \lim_{\Delta A \to 0} \frac{\Delta F_n}{\Delta A} = \frac{dF_n}{dA}$$

în care ΔF_n este mărimea forţei normale de apăsare (forţă de p.) pe suprafaţa ΔA, care conţine punctul consideret şi avînd o normală oarecare. **P.** se poate defini ca intensitatea forţei care acţionează normal pe unitatea de suprafaţă.

Unităţile de măsură ale **p.** sînt, în SI: N/m^2 sau Pa (pascal), în CGS — dyn/cm^2 (barye), iar în MkfS — $\frac{kgf}{m^2}$. Se utilizează şi alte unităţi: 1 bar$=10^5$ N/m^2; 1 at (atmosferă tehnică)$=1$ $kgf/cm^2=0{,}980665$ N/m^2; 1 Atm (atmosferă fizică)$=1{,}01325\cdot10^5$ $N/m^2=760$ torr (mmHg)$=133{,}322$ N/m^2.

P. atmosferică. Este presiunea care se exercită de către atmosfera terestră. Este variabilă cu altitudinea şi depinde de condiţiile meteorologice. Valoarea standard la nivelul mării şi latitudinea geografică de 45° este de 760 mm·Hg$=1$ atm.

Legea de variaţie cu altitudinea a **p.** atmosferice este:

$$p = p_0 \exp(-\mu g^2/RT)$$

unde p_0 este **p.** la nivelul $h=0$ şi $\mu \approx 29$ kg/kmol — masa moleculară a aerului. Relaţia este valabilă în condiţiile $T=$const, $g=9{,}8066$ m/s^2.

P. barometrică. Reprezintă **p.** atmosferică indicată de barometru. Uzual, este exprimată în următoarele unităţi: mm.Hg sau bar$=100$ Pa (v. P. atmosferică; Barometru).

P. absolută. Este **p.** pe care o are un mediu deasupra **p.** zero. În tehnică, **p.** absolută se măsoară în următoarele unităţi: 1 mm Hg, 1 Pa$=1$N$\cdot m^{-2}$; 1 bar$=10^5$ Pa; 1 at$=1{,}02\cdot10^5$ Pa.

P. internă. Termen aditiv la **p.** externă, exercitată asupra unui fluid închis într-un recipient, datorită rezultatului forţelor de interacţiune dintre molecule; aceasta se exercită asupra moleculelor din fluidul respectiv în vecinătatea pereţilor recipientului în care se află. Spre deosebire de rezultantele forţelor care se exercită asupra moleculelor din interiorul fluidului, în care în medie sînt nule, asupra moleculelor de lîngă pereţi, aceste forţe sînt orientate spre interiorul fluidului, ca atare, pe lîngă presiunea datorată variaţiei impulsului molecular la ciocnirea cu pereţii, fluidul va fi supus la o p. suplimentară datorită acestor forţe orientate spre exterior. **P.** internă apare ca termen aditiv în ecuaţiile de stare ale fluidelor reale; de exemplu, în ecuaţia de stare Van der Waals, **p.** internă este:

$$p_i = \frac{a}{v^2},$$

a fiind o constantă care depinde de natura gazului.

Scanned with OKEN Scanner

P. internă mai poate fi interpretată ca fiind

$$p_i = \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p,$$

precizînd dependența energiei interne a unui corp funcție de variația volumului într-un proces izotermic (v. Ecuația de stare Van der Waals).

P. capilară. Reprezintă diferența p. care se exercită între două medii fluide, separate printr-o suprafață care, din cauza forțelor de tensiune superficială, are forma de menisc. **P.** capilară este dată de relația lui Laplace:

$$p_c = \sigma\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right),$$

în care σ este coeficientul de tensiune superficială [N/m], iar r_1 și r_2 — razele de curbură pe două direcții normale tangente la suprafața meniscului.

În cazul unei suprafețe de separație sferică $r_1 = r_2 = r$, rezultă pentru **p.** capilară:

$$p_c = \frac{2\sigma}{r}.$$

Astfel, lichidul dintr-o picătură sferică, în prezența vaporilor saturați la temperatura de echilibru T_0, căreia îi corespunde p. de saturație p_0, se află la o **p.**

$$p' = p_0 + \frac{2\sigma}{r},$$

dacă pentru **p.** p_0 volumul specific al vaporilor este mult mai mare decît cea a lichidului. La **p.** de saturație mai ridicate, cînd valorile volumelor specifice sînt comparabile, **p.** în lichid și vapori în vecinătatea suprafeței de separație vor fi:

$$p' = p_0 + \frac{v''}{v'' - v'} \cdot \frac{2\sigma}{r},$$

respectiv

$$p'' = p_0 + \frac{v'}{v'' - v'} \cdot \frac{2\sigma}{r},$$

în care v', v'' sînt valorile volumului specific al lichidului și vaporilor la echilibru, la temperatura T_0. Creșterea **p.** vaporilor este consecința legii lui J. Poynting referitoare la transformările de fază sub **p.** diferite în cele două faze. Pe baza existenței **p.** capilare se explică procesele de transformare de fază la **p.** diferite în cele două faze, lichid și vapori.

P. capilară este factorul care, pe baza energiei libere de formare a suprafeței picăturii de lichid sau a bulei de vapori, în vapori, respectiv lichid, determină dimensiunile critice ale acestora pentru care fazele noi formate în urma fluctuațiilor la nivel molecular devin stabile sau nu. **P.** capilară este, de asemenea, unul din factorii care determină deplasarea umidității prin porii materialelor umede în procesul de uscare.

P. parțială. Reprezintă **p.** exercitată de un component al unui amestec omogen de gaze sau vapori. Este determinată de **p.** amestecului și de cantitatea de component din el. Pentru un component i din amestec, **p.** parțială este dată de relațiile:

$$p_i = p_0 \cdot X_i; \quad p_i = p_0 c_{pi} \frac{\mu a}{\mu i},$$

în care: p_0 este **p.** amestecului; X_i — participația (fracția) molară a componentului considerat, c_{pi} — fracția masică; μ_i, μ_a — masa moleculară a componentului respectiv, masa aparentă a amestecului.

Pentru **p.** parțiale este valabilă legea lui Dalton (pentru gaze perfecte):

$$\sum_{i=1}^{m} p_i = p_a,$$

suma extinzîndu-se la toți componenții din amestec. [v. Dalton (Legea lui); Fracție masică; Fracție molară; Participație].

P. hidrostatică. Este **p.** în interiorul unui fluid în repaus. La fluide în repaus nu pot exista decît eforturi de compresiune, numite **p.** hidrostatică. În orice punct al fluidului în repaus, **p.** hidrostatică are aceeași valoare în toate direcțiile, adică nu depinde de direcția normalei la suprafața ΔA, iar repartiția **p.** în fluid se face după legea hidrostaticii (v. Hidrostatică).

P. hidrodinamică. Este **p.** dintr-un fluid în mișcare. În modelul de fluid perfect ca și la fluidele în repaus, starea de eforturi într-un punct este caracterizată prin eforturi unitare normale de compresiune, egale după toate direcțiile, fiind exprimată cantitativ printr-o singură mărime scalară p, numită **p.** hidrodinamică.

Fluidele reale în mișcare dezvoltă, pe lîngă eforturile unitare, și eforturi tangențiale, datorită viscozității fluidului. În acest caz, starea de eforturi este caracterizată printr-un tensor cu nouă componente:

$$\begin{Bmatrix} p_{xx} & p_{xy} & p_{xz} \\ p_{yx} & p_{yy} & p_{yz} \\ p_{zx} & p_{zy} & p_{zz} \end{Bmatrix}$$

unde, pentru o componentă, primul indice corespunde direcției normale la suprafață, iar al doilea indice, direcției efortului.

Scanned with OKEN Scanner

Această stare de eforturi are proprietatea de dualitate a eforturilor tangenţiale

$$p_{xy}=p_{yx};\ p_{xz}=p_{zx};\ p_{yz}=p_{zy},$$

precum şi proprietatea de invarianţă a sumei eforturilor normale în jurul unui punct, oricum s-ar alege sistemul de axe cartezian. Pe baza acestei proprietăţi, se defineşte drept p. hidrodinamică expresia

$$p=-\frac{1}{3}(p_{xx}+p_{yy}+p_{zz}),$$

cu semnul minus pentru a rezulta p pozitiv (eforturile fiind negative).

La fluidul în mişcare laminară, efortul normal este egal cu p. hidrodinamică la care se adaugă efortul normal datorat vîscozităţii:

$$p_{xx}=-p+2\eta\frac{\partial w_x}{\partial x}$$

$$p_{yy}=-p+2\eta\frac{\partial w_y}{\partial y}$$

$$p_{zz}=-p+2\eta\frac{\partial w_z}{\partial z},$$

unde η este coeficientul de vîscozitate dinamică, iar $\frac{\partial w_x}{\partial x}$, $\frac{\partial w_y}{\partial y}$ şi $\frac{\partial w_z}{\partial z}$ sînt vitezele de deformaţie ale fluidului.

P. diferenţială. Reprezintă diferenţa de p., Δp, dintre două secţiuni înainte şi după o diafragmă, pe o conductă, sau dintre cele două secţiuni de măsură ale unui tub Venturi, servind la calculul debitului Q, printr-o relaţie de forma:

$$Q=\alpha A\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}},$$

în care A este secţiunea îngustată, iar α un coeficient experimental.

P. dinamică. Este p. corespunzătoare energiei cinetice a fluidului

$$p_d=\frac{\rho w^2}{2}$$

şi se poate măsura, într-un punct în care viteza fluidului devine zero de stagnare sau de impact, cu tubul Pitot.

P. statică. Este p. momentană din punctul considerat. Se poate măsura într-un punct al unui perete solid în dreptul căruia liniile de curent sînt paralele cu peretele, printr-un orificiu racordat la manometru (priză de p. statică). Într-un punct al unui curent de lichid, se poate măsura cu discul Ser, disc de dimensiuni reduse, paralel cu liniile de curent şi prevăzut cu un orificiu aflat în legătură cu un manometru.

P. frînată (sau totală). Se notează cu p_0 şi este dată de relaţia:

$$p_0=p+\frac{\rho w^2}{2}.$$

P. relativă. Este diferenţa dintre presiunea fluidului, p. (numită şi absolută) şi p. atmosferică, p_{at}.

Dacă $p>p_{at}$, atunci p. relativă se numeşte suprapresiune sau p. manometrică, fiind dată de relaţia:

$$p_s=p-p_{at}.$$

Dacă $p<p_{at}$, atunci p. relativă se numeşte subpresiune sau depresiune sau p. vacuumetrică, fiind dată de relaţia:

$$p_d=p_{at}-p.$$

P. critică (în cazul transformărilor vaporilor) [v. Critic (Punct); Presiune de saturaţie]. Din condiţiile de echilibru fazic lichid-vapori rezultă dependenţa biunivocă între presiunea şi temperatura la care are loc echilibrul celor două faze, $p=p_s(T)$, imprimată prin ecuaţia Clapeyron-Clausius. Astfel, pentru un sistem monocomponent (lichid sau gaz), aflat la o presiune p, îi corespunde o anumită temperatură, numită şi temperatura de saturaţie, la care are loc procesul de transformări de fază ce poate fi vaporizare (fierberea lichidului) sau condensare (lichefierea gazului), proces în cursul căruia volumul specific variază de la v' la v'' sau invers, în care v' este volumul specific al lichidului aflat la presiunea şi temperatura de saturaţie corespunzătoare, iar v'' — volumul specific al vaporilor la aceeaşi stare de presiune şi temperatură. Odată cu creşterea presiunii, creşte şi temperatura de saturaţie, în timp ce diferenţa $v''-v'$ scade, tinzînd către zero, atunci cînd presiunea tinde către p. critică notată cu p_c şi respectiv temperatura tinde către temperatura critică t_c. Presiunea limită ($p=p_c$) la care, prin încălzirea unui lichid, se constată că în momentul atingerii temperaturii t_c se transformă instantaneu în vapori, fără variaţia volumului specific ($v'=v''=v_c$), poartă denumirea de p. critică. Valorile parametrilor punctului critic (p_c, t_c, v_c), depind de natura corpului, de aceea se mai numesc şi constante critice ale corpului respectiv (în tabelul C.34 sînt date valorile constantelor critice ale unor substanţe). La punctul critic, căldura latentă de vaporizare sau de condensare este nulă.

P. critică, (în cazul curgerii fluidelor) (v. Ajutaj). La curgerea fluidelor compresibile (gaze sau vapori) prin ajutaje, p. critică este presiunea pentru care funcţia caracteristică a

ajutajului $\psi=\psi(p, k)$ și respectiv debitul de gaz care curge prin ajutaj capătă valoarea maximă.

Funcția caracteristică a ajutajului are expresia:

$$\psi=\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{\frac{k}{k-1}\left[1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]},$$

în care: p_1 este presiunea gazului la intrarea în ajutaj; p — presiunea într-o secțiune oarecare a ajutajului; k — exponentul adiabatic al gazului. Funcția (ψ) tinde către ψ_{max} atunci, cînd raportul (p/p_1) tinde către

$$\left(\frac{p}{p_1}\right)_{cr}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Valoarea p. critice este:

$$p_{cr}=p_1\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

P. de saturație. Într-un sistem bifazic lichid-gaz (vapori), p. de saturație reprezintă p. vaporilor saturați ai unui lichid, la o temperatură dată. Starea de echilibru termodinamic între un lichid și vaporii săi, în cursul unui proces izoterm-izobar de vaporizare, sau de condensare, se numește stare de saturație, iar presiunea și temperatura, la care are loc procesul, poartă denumirea de presiune respectiv temperatură de saturație.

Stările de agregare ale unui corp, sau stările alotropice (ca de exemplu, starea cristalină ortorombică, clinorombică etc.) se numesc *faze*. Trecerea corpului dintr-o fază în alta poartă denumirea de *transformare de fază*. În cursul unei transformări de fază, două sau mai multe faze ale sistemului coexistă sau se află în stare de echilibru termodinamic. Starea de presiuni și temperaturi la care coexistă două sau mai multe faze ale sistemului se numește *stare de echilibru fazic*.

Numărul de faze f ce pot coexista în cazul unui sistem policomponent (compus din k componenți), asupra căruia acționează numai forțe de presiune, este dat de regula fazelor lui Gibbs, conform căreia:

$$f\leqslant k+2,$$

iar numărul de grade de libertate (variabile independente, l) ale sistemului eterogen este:

$$l=k+q-f.$$

Dacă, însă, asupra sistemului acționează q forțe rezultante generalizate, atunci regula fazelor se scrie sub forma:

$$f\leqslant k+q+1$$

și, respectiv,

$$l=k+q+1-f.$$

În cazul unui singur component ($k=1$), numărul maxim de faze ce pot coexista este $f_{max}=3$ (respectiv fazele solidă, lichidă și gazoasă). Starea de presiuni și temperaturi la care coexistă trei faze ale aceluiași component se numește *punct triplu*. Punctul triplu este o constantă fizică a fiecărui component. De exemplu, în cazul apei, parametrii punctului critic sînt $p=0{,}006108$ bar; $t=0{,}0098$°C.

În cazul echilibrului a două faze, $f=2$ într-un sistem monocomponent ($k=1$), numărul gradelor de libertate este $l=k+2-f=1$ și variază independent fie presiunea p, fie temperatura T. Între p și T există o relație biunivocă de dependență.

Depresiunea presiunii vaporilor saturați în funcție de temperatura $p=p_s(T)$ este exprimată cu relația Clapeyron-Clausius ce rezultă din condițiile echilibrului fazic, date de:

— egalitatea presiunilor celor două faze în echilibru

$$p'=p''=p$$

— egalitatea temperaturilor fazelor în echilibru

$$T'=T''=T$$

— egalitatea potențialelor chimice ale fazelor în echilibru

$$\mu'(p, T)=\mu''(p, T) \text{ sau } \mathrm{d}\mu'=\mathrm{d}\mu''$$

în care, pentru $p'=p''=p$ și $T'=T''=T$ se poate scrie

$$\mathrm{d}\mu'=-s'\,\mathrm{d}T+v'\,\mathrm{d}p \quad \mathrm{d}\mu''=-s''\,\mathrm{d}T+v''\,\mathrm{d}p.$$

Deci:

$$-s'\,\mathrm{d}T+v'\,\mathrm{d}p=-s''\,\mathrm{d}T+v''\,\mathrm{d}p.$$

Din aceasta rezultă ecuația Clapeyron-Clausius

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{s''-s'}{v''-v'},$$

relație care, ținînd cont de principiul I ($\mathrm{d}h=\mathrm{d}q+v\,\mathrm{d}p$) și principiul II ($\mathrm{d}s=\delta q/T$), se mai poate scrie

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{h''-h'}{T(v''-v')} \text{ sau } \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}=\frac{r}{T(v''-v')}$$

în care, pentru $p=\text{const.}$, $\mathrm{d}s=\dfrac{\mathrm{d}h}{T}$; $s''-s'=(h''-h')/T$,

unde r este căldura latentă de vaporizare.

În relațiile de mai sus s-au notat cu indicele (′) mărimile de stare ale lichidului și cu (″), cele ale vaporilor la saturație.

Mărimile r, v', v'', h', h'' din ecuația Clapeyron-Clausius sînt funcții de temperatură și, deci, relația nu poate fi integrată exact. În literatura de specialitate, sînt date o serie de relații semiempirice sau empirice de calcul a funcției $p=p_s(T)$ cu valabilitate pe anumite intervale de temperatură ale unui component.

Reprezentarea grafică a funcției $p=p_s(T)$ poartă denumirea de diagramă fazică $p-T$.

În figurile P.134 și P.135 sînt reprezentate diagramele $p-T$ pentru CO_2 și H_2O. Curbele de echilibru fazic solid-lichid, lichid-vapori și solid-vapori se întîlnesc în punctul triplu (A) și împart spațiul diagramei în trei zone, în care se reprezintă stările de solid, lichid și vapori, la diferite presiuni și temperaturi.

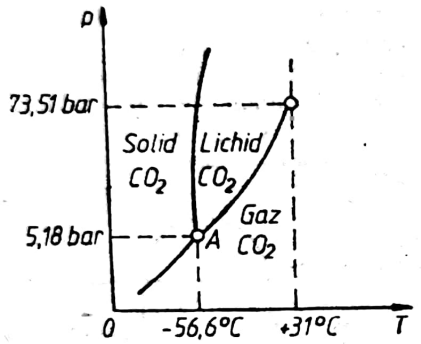


Fig. P.134. Diagrama fazică p—T pentru CO_2:
A — punctul triplu; *C* — punctul critic.

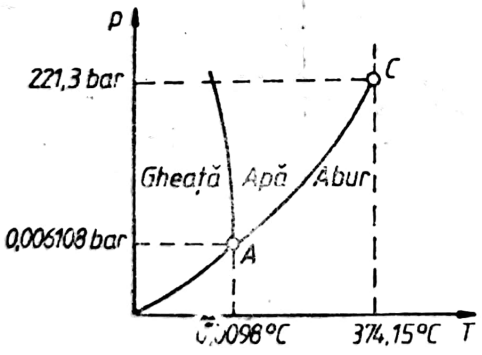


Fig. P.135. Diagrama fazică p—T pentru apă:
A — punctul triplu; *C* — punctul critic.

În cazul echilibrului fazic lichid-vapori se constată că, odată cu creșterea presiunii și respectiv temperaturii de saturație pentru fiecare component, scade diferența $v''-v'$ și există o anumită stare caracterizată prin presiunea p și temperatura T la care $v''-v'=0$, $v''=v'=v_c$, stare numită punct critic, notat cu C (Fig. P.134 și P.135). La punctul critic și la $p>p_c$ volumele specifice, respectiv densitățile vaporilor și lichidului sînt egale între ele, prin urmare nu se mai poate face deosebirea dintre stările de lichid și de vapori.

În mod convențional, se consideră că la $p>p_c$, domeniul din stînga izotermei P_c (Fig. P.134 și P.135) corespunde stării de lichid, iar domeniul din dreapta corespunde stării de vapori.

Pentru apă, parametrii punctului critic sînt $p_{cr}=221{,}36$ bar; $T_{cr}=374{,}15$°C; $v_{cr}=3{,}3\ 10^{-3}$ m³/kg. Existența punctului critic pe curba de echilibru fazic lichid-vapori AC, exprimă faptul că între aceste faze ale aceluiași corp nu există o deosebire esențială. Noțiunile de lichid și gaz (vapori) sînt convenționale și aplicabile numai în cazul în care are loc echilibrul celor două faze în contact, dintre care faza mai densă sau condensată se numește lichid, iar faza mai puțin densă se numește gaz (vapori). Inexistența unor deosebiri esențiale între lichid și gaz este determinată de caracterul identic al acțiunii reciproce a moleculelor care compun aceste stări, ele fiind două faze izotrope ale aceluiași corp, astfel încît lichidele și gazele sînt înglobate în noțiunea generică de fluide.

Prezența punctului critic C arată că un gaz nu poate fi lichefiat decît dacă este adus la temperaturi mai mici decît temperatura critică T.

Curba AC (Fig. P.134 și P.135) poartă denumirea de curba presiunii vaporilor saturați în funcție de temperatură.

P. de admisie. Reprezintă p. unui agent de lucru (aer, abur, amestec combustibil etc.) la intrarea în spațiul de lucru al unei mașini (cilindrul unui motor cu ardere internă, carcasa unei turbine etc.).

La mașinile cu piston (compresoare, motoare cu ardere internă), p. din cilindru este variabilă în cursul procesului de admisie, valoarea ei instantanee fiind condiționată de legea de mișcare a pistonului și de rezistența aerodinamică a traseului și supapei de admisie.

Creșterea p. de admisie între anumite limite poate contribui (prin creșterea corespunzătoare a coeficientului de umplere), la îmbunătățirea performanțelor motorului cu ardere internă, posibilitate valorificată îndeosebi la motoarele supraalimentate (v. Supraalimentare).

P. de aspirație. Este p. de admisie, mai mică decît presiunea atmosferică (ambianta) realizată în spațiul de lucru al mașinii (compresor, motor cu ardere internă), concomitent cu deschiderea canalului de aspirație.

P. de evacuare. Este p. agentului termic la evacuarea din spațiul de lucru al mașinii.

P. de comprimare. Este p. unui gaz la sfîrșitul procesului de comprimare.

P. de ardere (explozie). Reprezintă p. dezvoltată în spațiul de lucru al unei mașini termice, ca urmare a procesului de ardere

P. de refulare. Este termenul utilizat pentru p. de evacuare, în cazul folosirii fluidului evacuat ca fluid activ (compresoare, pompe hidraulice).

P. nominală. Este mărimea p. exercitate asupra unui sistem, p. care reprezintă valoarea pentru care a fost construit acest sistem.

P. maximă. Reprezintă limita superioară a presiunii pe care o poate suporta, un timp determinat, un sistem, în anumite condiții de funcționare.

P. medie reprezintă valoarea medie a presiunilor dintr-un motor cu ardere internă (valoare constantă) care este determinată ca înălțimea unui dreptunghi cu aceeași suprafață ca cea a diagramei lucrului mecanic corespunzător unui ciclu al motorului (Fig. P.136). P. medie poate fi indicată, efectivă etc., după felul lucrului mecanic care o determină. Se calculează cu relația:

$p_m = L\ V_s$, unde V_s este volumul cilindrului.

Semnificația termodinamică a p. medii este aceea de lucru mecanic specific (v. Indici caracteristici ai motorului cu ardere internă).

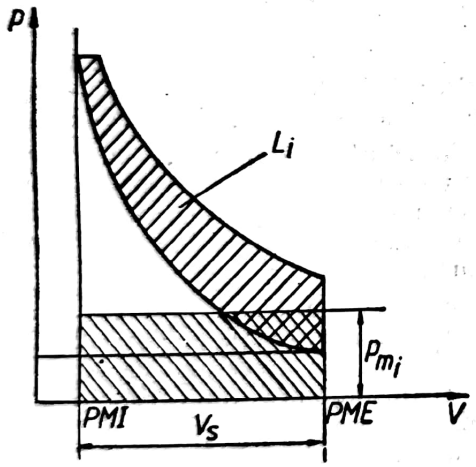


Fig. P.136. Schema de calcul pentru presiunea medie:
L — lucrul mecanic indicat al ciclului; *p.m.i.* — presiunea medie indicată a ciclului; V_s — volumul util al cilindrului.

P. minimă. Reprezintă limita inferioară a p. la care un sistem mai poate funcționa, în anumite condiții.

P. de vacuum (Sin: **Depresiune**). Este p. a cărei valoare este mai mică decît valoarea p. atmosferice.

P. manometrică. Reprezintă p. a cărei valoare este mai mare decît p. atmosferică.

P. de regim. Reprezintă p. dintr-un sistem la un anumit regim de funcționare.

P. de injecție. Reprezintă p. combustibilului din amontele orificiului de pulverizare al injectoarelor de combustibil (v. Injecție).

PRESOSTAT. Aparat pentru controlul și supravegherea presiunii unei incinte dintr-un sistem tehnic. Elementul sensibil al aparatului, care se pune în legătură cu incinta controlată poate fi un tub elastic de tip Bourdon, un tub elicoidal, un tub cu manta ondulată, o diafragmă metalică sau de cauciuc care poate fi plană sau ondulată, o capsulă aneroidă etc. De obicei, comanda organului de admisie a agentului termic se efectuează pneumatic sau electric; disjunctorul electric poate fi cu platine sau cu tuburi basculante cu mercur.

P. sînt folosite, de exemplu, la comanda unui injector automat sau semiautomat, la comanda compresoarelor din diverse instalații etc.

PRESURIZOR NUCLEAR. Dispozitiv existent la reactoarele nucleare răcite cu lichide pentru preluarea variațiilor de volum din circuitul primar, menținînd astfel presiunea agentului de răcire între anumite limite prescrise (Sin.: Compensator de volum).

Deoarece lichidele sînt practic incompresibile, variațiile mici ale volumului (produse

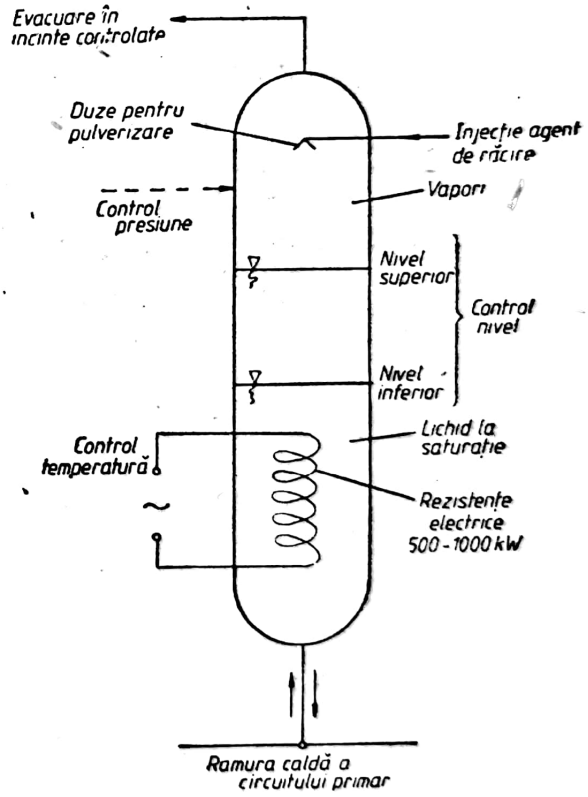


Fig. P.137. Presurizorul unui reactor nuclear cu apă sub presiune.

de modificarea temperaturii agentului de răcire datorită variației sarcinii ori schimbării accidentale a reactivității, sau de dilatările sau contracțiile termice ale componentelor circuitului de răcire) produc variații importante sau oscilații de presiune. Scăderea presiunii poate produce vaporizarea bruscă a agentului de

răcire şi, ca urmare, schimbarea caracteristicilor fizice ale reactorului nuclear, atingerea fluxurilor termice critice la care apare topirea tecilor elementelor combustibile, apariţia cavităţiei în circuitul de răcire. Creşterea presiunii poate produce suprapresiuni periculoase în sistem. Din aceste motive, este necesar să se prevadă un spaţiu suplimentar care să preia modificările de volum din circuitul primar, asigurînd astfel controlul variaţiei presiunii.

Cel mai utilizat este **p.n. cu vapori,** folosit la reactoarele răcite cu apă uşoară sau apă grea sub presiune (Fig. P.137). **P.n.** este un mic generator de vapori cilindric vertical, cu suprafaţă liberă, în care lichidul, acelaşi ca în circuitul primar, este menţinut printr-o încălzire controlată (de obicei, electrică) la o temperatură constantă şi, deci, la o presiune constantă a vaporilor din spaţiul liber. Presiunea din **p.n.** este egală cu presiunea agentului de răcire din circuitul primar, în schimb temperatura este corespunzătoare saturaţiei, mai mare decît temperatura agentului de răcire la ieşirea din reactor (unde lichidul este de obicei subrăcit, pentru a evita fierberea).

Un alt tip de aparat este **p.n. cu gaz,** în care caz deasupra nivelului agentului de răcire se menţine un volum de gaz necondensabil sub presiune. Volumul de gaz trebuie să fie mare, deoarece nu se poate conta pe variaţiile de volum produse de condensarea sau vaporizarea agentului de răcire. Datorită limitărilor în dimensiunile vaselor de presiune, acest sistem este adecvat reactoarelor nucleare de joasă presiune răcite cu lichide organice sau cu metale topite. La reactoarele răcite cu sodiu nu se prevede în mod special un **p.n.,** funcţiunile acestuia fiind preluate de un spaţiu de gaz inert (argon, azot, heliu), prevăzut la partea superioară a vasului de presiune, deasupra zonei active. Acest spaţiu de gaz izolează, de asemenea, metalul lichid de aer şi de vaporii de apă şi previne reacţiile chimice puternic exoterme dintre acestea. La reactoarele cu apă în fierbere, variaţiile de presiune şi volum sînt preluate de spaţiul de vapori din reactorul nuclear şi tamburul separator.

Funcţiunile generale ale **p.n.** sînt următoarele:

— menţine presiunea prescrisă în circuitul primar la funcţionarea în regim constant şi tranzitoriu, limitele de reglare fiind $p_n \pm (8 \cdots 10)\,\%$, unde p_n este presiunea nominală; presiunea maximă se stabileşte în funcţie de condiţiile de rezistenţă mecanică a circuitului primar (valorile superioare acesteia sînt descărcate în incinte controlate), iar presiunea minimă este impusă de evitarea fierberii agentului de răcire în reactorul nuclear;

— preia variaţiile de volum din circuitul primar care apar la modificările bruşte ale temperaturii;

— previne depăşirea presiunii de proiectare în circuitul primar prin supape de siguranţă;

— reprezintă mijlocul de aducere a circuitului primar la presiunea de funcţionare, înainte de pornirea reactorului;

— prevede spaţiu de acumulare şi eşapare, în incinte controlate, la cota cea mai ridicată, a gazelor (hidrogen, xenon, cripton) degajate în agentul de răcire din circuitul primar.

La o centrală nucleară de tip PHWR-Canău 600 MWe, **p.n.** are un volum de 45 m^3 (circa 25 % din volumul circuitului primar), parametrii de funcţionare 100 bar abs., 310°C, puterea electrică de încălzire 1 MW, fiind realizat sub forma unui cilindru vertical cu diametrul interior de circa 2 m, grosimea peretelui de 100 mm şi lungimea totală de circa 13,5 m; prin **p.n.** se menţine o circulaţie a agentului de răcire de minimum 150 kg/h, care asigură aceeaşi compoziţie a fluidului ca în circuitul primar şi menţine temperatura constantă a conductelor de legătură.

Funcţionarea **p.n.** cuprinde regimuri normale (pornirea şi oprirea reactorului, manevre de putere) şi regimuri anormale sau de avarie (declanşarea reactorului, pierderea alimentării electrice, funcţionarea la suprasarcină, declanşarea turbinei, răcirea şi depresurizarea rapidă a circuitului primar etc.). De exemplu, dacă puterea turbinei este brusc crescută, se măreşte brusc sarcina termică a generatorului de abur şi a reactorului nuclear, ceea ce produce scăderea temperaturii, presiunii şi volumului agentului de răcire în circuitul primar. Contractarea agentului de răcire coboară nivelul şi presiunea lichidului în **p.n.,** lichidul supraîncălzit vaporizează brusc şi, prin aport suplimentar de căldură de la rezistenţele electrice, se restabileşte presiunea în circuitul primar. Dacă puterea turbinei scade brusc, prin reducerea sarcinii termice a reactorului nuclear, temperatura, presiunea şi volumul agentului de răcire se măresc. Dilatarea agentului de răcire ridică nivelul şi presiunea lichidului în **p.n.,** condensînd o parte din vapori. Creşterea de presiune este controlată prin întreruperea alimentării rezistenţelor electrice şi prin pulverizarea de agent de răcire cu temperatură mai scăzută prin duzele superioare, condensîndu-se astfel o parte din vaporii formaţi şi reducînd, în acest fel, presiunea la valoarea normală de funcţionare.

PREVAPORIZARE. Încălzire prealabilă a apei de alimentare a unui generator de abur (înainte de a fi introdusă în el) pînă la temperatura de saturaţie, urmată, uneori, de o vaporizare parţială a apei.

PRINCIPIILE TERMODINAMICII. Termodinamica fenomenologică se bazează pe patru principii stabilite prin generalizarea unor observaţii experimentale. Pornind de la aceste

Scanned with OKEN Scanner

principii, se obțin prin deducție marea majoritate a relațiilor termodinamicii fenomenologice (relații P, V, T, relații între funcțiile termodinamice etc.). Relațiile termodinamice au un caracter general și exact, constituind adevăruri, care nu pot fi contestate decît odată cu principiile de bază. Astfel, dacă termodinamica arată că un proces nu poate avea loc în anumite condiții, atunci orice încercare de a produce acel proces în condițiile date este inutilă.

Principiile care stau la baza termodinamicii fenomenologice sînt:

— principiul zero (1881) — sau principiul tranzitivității echilibrului termic (Maxwell);

— principiul I (1840) — sau legea conservării și transformării energiei (R. Mayer, Helmholtz, Hess, Joule);

— principiul II (1850) — sau principiul existenței entropiei și a creșterii ei în sistemele adiabatice reale (ireversibile) (Carnot, Clausius, Thomson, Carathéodory);

— principiul III (1906) — sau principiul scăderii entropiei către valoarea zero, cînd temperatura tinde către OK (Nernst, Planck).

După Sommerfeld, esența fiecărui principiu constă în introducerea unei noi mărimi de stare. Astfel, principiul zero introduce noțiunea de temperatură, principiul I introduce noțiunea de energie internă U; principiul II, noțiunea de entropie și, în corelație cu aceasta, noțiunea de temperatură termodinamică absolută. Spre deosebire de acestea, principiul III nu mai introduce o nouă mărime de stare, ci doar afirmă ceva despre comportarea entropiei (introdusă deja de principiul II), în vecinătatea temperaturii de zero absolut, și anume că entropia substanțelor cristaline pure tinde către zero. Din acest motiv (că nu introduce o nouă mărime de stare), acestui principiu unii autori nu-i recunosc „merite" comparabile ca celelalte principii și îl numesc „teorema lui Nernst."

Esența și principalele implicații ale p.t. sînt următoarele:

Principiul 0. Oferă posibilitatea introducerii rigurcase din punct de vedere logic a noțiuni de temperatură t.

Principiul I

1) Oferă posibilitatea introducerii noțiunii de energie internă U și a entalpiei $H=U+pV$, în schemele fenomenologice de tratare ale acestuia (Poincaré-Joule; Carathéodory-Born; Planck, sau prin schema cinetico-moleculară (Helmholtz-Fay). Fiecare dintre aceste scheme de tratare urmăresc același scop: introducerea noțiunii de energie internă U și stabilirea expresiei matematice a principiului I pentru sistemele închise: $\mathrm{d}U=\delta Q-\delta L$, dar folosesc căi și mijloace diferite. Astfel, în schema Poincaré-Joule, considerînd căldura și lucrul mecanic ca noțiuni primare, se pornește de la un fapt constatat experimental, anume că în orice proces ciclic, integrala căldurii se află întotdeauna într-un anumit raport de echivalență A cu integrala lucrului mecanic:

$$\oint \delta Q = A \oint \delta L.$$

De aici rezultă că mărimea de sub integrala $\oint(\delta Q - A\delta L)=0$ este o diferențială exactă a unei noi mărimi de stare, anume energia internă:

$$\mathrm{d}U=\delta Q-A\delta L.$$

În schema Carathéodory-Born, se pleacă de la ideea că numai lucrul mecanic este o noțiune (mărime) primară și, admițînd principiul I ca lege a conservării energiei, se introduce mai întîi (folosind lucrul mecanic adiabat) noțiunea de energie internă

$$\delta L_{ad}=\mathrm{d}U \text{ sau } L_{12,\,ad}=U_2-U_1$$

și apoi noțiunea de căldură (pentru sistemele nerezolvate adiabat)

$$\delta Q=\mathrm{d}U-\delta L.$$

În schema Planck de tratare a principiului I se consideră, ca și în schema Poincaré-Joule, că noțiunile primare sînt căldura și lucrul mecanic, iar noțiunea de energie internă se introduce axiomatric prin relația:

$$\mathrm{d}U=\delta Q-\delta L,$$

adică variația energiei interne este egală cu suma efectelor termice (schimb de căldură) și mecanice (schimb de lucru mecanic).

2) Oferă două dintre principalele ecuații pentru sistemele închise, anume, pornind de la expresia lucrului mecanic reversibil $\delta L_{rev}=p\,\mathrm{d}V$ introdus în relația de mai sus, rezultă:

$$\mathrm{d}U=\delta Q-p\mathrm{d}V$$

și folosind diferențiala entalpiei $\mathrm{d}H=\mathrm{d}U+p\,\mathrm{d}V+V\,\mathrm{d}p$, din care se extrage $\mathrm{d}U$, rezultă:

$$\mathrm{d}H=\delta Q+V\,\mathrm{d}p.$$

Această expresie este expresia matematică a principiului I pentru sistemele deschise (mașini cu piston). Scrisă pentru 1 kg de agent $\mathrm{d}h=\delta q+v\,\mathrm{d}p$, este valabilă și la sistemele deschise (cu curgere continuă în regim staționar — turbine, cazane, turbocompresoare). Pentru toate aceste sisteme, pentru a putea aplica relațiile respective, se presupune că transformarea este reversibilă.

În cazul proceselor de viteză finită (comprimare și destindere cu viteze diferite de zero), relația devine:

$$\mathrm{d}U=\delta Q-p_m\left(1\pm\frac{aw}{c}\right)\mathrm{d}V$$

Scanned with OKEN Scanner

unde p_m este presiunea medie momentană din gaz; w — viteza pistonului; c — viteza medie moleculară; semnul (+) se ia pentru comprimare și semnul (−) pentru destindere).

Relațiile de mai sus conduc la numeroase consecințe importante:

a) stabilirea ecuațiilor adiabatei reversibile;

b) stabilirea ecuațiilor politropei reversibile;

c) stabilirea ecuațiilor calorice de stare, a energiei interne și a entalpiei (ex.: pentru gazele perfecte $dU=mc_v\,dT$ și $dH=mc_p\,dT$);

d) asigurarea posibilității de calcul a căldurii sau a lucrului mecanic în funcție de ΔU la procesele izocore, respectiv adiabatice; la izobară, căldura este egală cu ΔH; pentru procesele adiabatice reversibile din sistemele deschise, lucrul mecanic devine egal cu variația de entalpie ΔH; pentru procesele adiabatice reversibile din sistemele deschise, lucrul mecanic tehnic specific devine egal cu Δh.

3) Oferă o relație importantă: ecuația conservării energiei pentru sisteme deschise cu curgere în regim staționar

$$u_1+p_1v_1+\frac{w_1^2}{2}+gz_1+l_{in}+q_{in}=u_2+p_2v_2+$$

$$+\frac{w_2^2}{2}+gz_2+l_{cv}+q_{cv}$$

ecuație ce stă la baza tuturor bilanțurilor energetice din mașinile și instalațiile termice cu curgere în regim staționar (cazane, turbine, pompe, turbocompresoare etc.).

4) Relațiile ce exprimă pe dU și dH aplicate reacțiilor chimice, conduc la importanta noțiune de energie de reacție (efect termic de reacție) Δ^2H.

Principiul II

Există trei scheme clasice de tratare a acestui principiu (Tabelul P.21): schema Clausius-Thomson, schema Planck-Poincaré și schema Carathéodory-Born. Afanasieva, în 1928, a arătat că esența principiului II constă în introducerea unei noi mărimi de stare — entropia — și în precizarea sensului de variație a acesteia în sistemele izolate. Deci, principiul II are două părți: prima parte, se referă la existența entropiei pentru orice sistem termodinamic; a doua parte se referă la sensul de evoluție al proceselor adiabatice reale, care este întotdeauna astfel, încît, entropia să crească. Rezultă, că orice schemă de tratare a principiului II își propune în final următoarele:

a) Să dovedească că există o mărime de stare, entropia, a cărei variație este dată de expresia:

$$dS=\frac{\delta Q_{rev}}{T}.$$

Această mărime de stare conduce la diagramele entropice (Ts, us, hs) și la potențialele termodinamice $F=U-TS$ (energia liberă) și $G=H-TS$ (entalpia liberă sau potențialul Gibbs);

b) Să arate că entropia este o proprietate aditivă

$$S_{sistem}=S_A+S_B+S_C+\ldots,$$

unde S_A, S_B etc. sînt entropiile fiecărui corp omogen din sistem (pentru sistemele la care suprafața specifică este neglijabilă);

c) Să dovedească că entropia crește în procesele ireversibile (reale):

$$dS_{ir}>\frac{\delta Q_{ir}}{T};$$

d) Să dovedească că numai la limită (în procesele reversibile) variația de entropie este zero:

$$\Delta S_{total,\ rev}=0,$$

unde prin ΔS_{total} se înțelege suma între variația de entropie a sistemului ΔS_{sistem} și variația de entropie a mediului ambiant $\Delta S_{med.\ amb}$, adică:

$$\Delta S_{total}=\Delta S_{sistem}+\Delta S_{med.\ amb}$$

Tabelul P.21

Caracteristicile schemelor de tratare a principiului II

Schema	Caracterizare			
Clausius—Thomson	cea mai complicată	nivel scăzut de abstractizare	ușor asimilabilă (intuitivă)	mai puțin riguroasă
Planck—Poincaré	complicată	mai abstractă	mai greu asimilabilă	aproape riguroasă
Carathéodory—Born	cea mai simplă	cea mai abstractă	cel mai greu asimilabilă (neintuitivă)	riguroasă

Scanned with OKEN Scanner

e) Din aceste relații rezultă ecuațiile fundamentale ale termodinamicii, care reprezintă reunirea celor două principii I și II:

$$dU \leqslant T\,dS - p\,dV;\quad dH \leqslant T\,dS + V\,dp,$$

unde T este temperatura termodinamică absolută, care nu se poate defini riguros, decît recurgînd tot la principiul II și în legătură cu definiția entropiei absolute.

Așa că, introducerea noțiunii de temperatură absolută constituie un obiectiv principal al oricărei scheme de tratare a principiului II.

Schema Carnot-Clausius-Thomson de tratare a principiului II pornește de la randamentul ciclului Carnot reversibil $\eta_c = 1 - \frac{T_{SR}}{T_{SC}} = 1 - \frac{|Q_{SR}|}{Q_{SC}}$ (T_{SR}; T_{SC} — temperatura sursei reci, respectiv a sursei calde; Q_{SR}; Q_{SC} — căldura sursei reci, respectiv a sursei calde, de unde se deduce funcția carnotică:

$$\frac{|Q_{SR}|}{T_{SR}} = \frac{Q_{SC}}{T_{SC}}.$$

Această relație se aplică pentru un ciclu Carnot compus dintr-un număr n de cicluri Carnot elementare în care el se „descompune" (Fig. P.138):

$$\frac{\delta Q_{sR_1 i}}{T_{sR_1 i}} + \frac{\delta Q_{sci}}{T_{sci}} = 0.$$

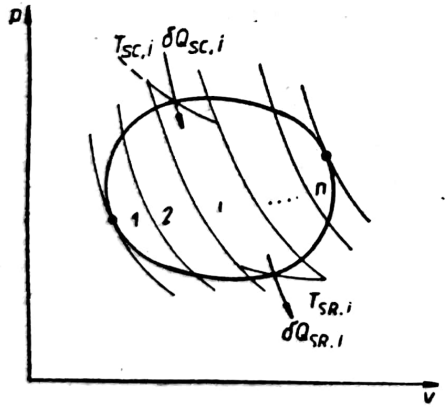


Fig. P.138. Ciclu oarecare reversibil descompus în n cicluri Carnot elementare reversibile.

Prin însumarea acestei expresii pentru toate ciclurile elementare se obține integrala lui Clausius pentru procese reversibile:

$$\oint \frac{\delta Q_{rev}}{T} = 0$$

Deci, mărimea de sub integrală este diferențiala unei noi mărimi de stare, notată cu S și numită (de către Clausius) entropie:

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T}.$$

Aceasta reprezintă prima parte a principiului II și pune în evidență existența și definiția entropiei.

A doua parte a principiului II constă în „demonstrarea", pornind de la un enunț empiric al principiului II, de exemplu de la imposibilitatea creării unui perpetuum mobile de speța a II-a (o mașină termică ce ar produce lucru mecanic în mod continuu ciclic, folosind o singură sursă de căldură), că integrala lui Clausius pentru ciclurile ireversibile (reale) este întotdeauna mai mică decît zero:

$$\oint \frac{\delta Q_{irev}}{T} < 0.$$

De aici, folosind un ciclu care pe o porțiune este reversibil (*1a2*) și pe altă porțiune este ireversibil (*2b1*—Fig. P.139), se ajunge la concluzia că:

$$\oint \frac{\delta Q_{irev}}{T} = \int_{1a}^{2} \frac{\delta Q_{rev}}{T} + \int_{2b}^{1} \frac{\delta Q_{irev}}{T} < 0,$$

de unde rezultă:

$$\int_{1a}^{2} \frac{\delta Q_{rev}}{T} = \Delta S = S_2 - S_1 \geqslant \int_{1b}^{2} \frac{\delta Q_{irev}}{T}.$$

În fine, pentru procesele adiabatice ireversibile, rezultă din ultima relație partea a doua a principiului II, care afirmă că:

$$\Delta S_{ad.\ irev} > 0,$$

adică în procesele adiabatice ireversibile entropia crește.

Schema Planck de tratare a principiului II nu folosește noțiunea de ciclu, ci asociază de la început noțiunea de entropie cu noțiunea

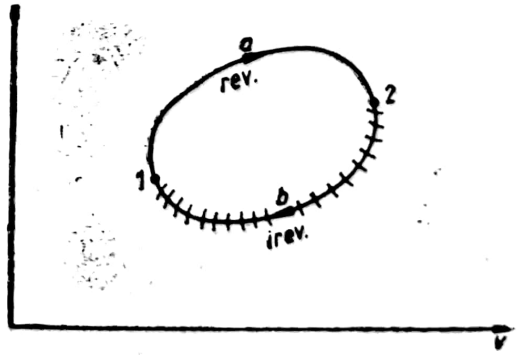


Fig. P.139. Ciclu ireversibil:
1—a—2 — reversibil; *2—b—1* — ireversibil.

de probabilitate de trecere a unui sistem dintr-o stare dată 1 într-o altă stare 2. „Demonstrează", pornind de la un enunț empiric al principiului II — de exemplu cel de mai sus privind imposibilitatea creerii unui perpetuum mobile de speța a II-a, că această proprietate (mărime de stare) este:

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T}$$

pentru procesele reversibile, și

$$(dS)_{ad,\ irev} > 0$$

pentru procesele adiabatice ireversibile.

Prin urmare, se ajunge la același rezultat ca în schema anterioară, dar pe baza unor raționamente legate numai de transformări deosebite (nu ciclice).

Schema Carathéodory (1909) este și mai abstractă, pornind de la problema integrabilității principiului I, scris sub forma Pffaf:

$$\delta Q = dU + p dv + \Sigma \delta L_i,$$

în care $\Sigma \delta L_i$ este o sumă de lucruri, altele decît lucrul mecanic $p\ dV$ sau lucrul $p \cdot dV$ pentru un subsistem al sistemului considerat. Se are în vedere ideea că forma Pffaf conține în dreapta cel puțin 3 termeni, sau mai mulți (pentru că numai pentru doi termeni integrabilitatea acestei expresii, folosind ca divizor integrant temperatura, se poate demonstra fără a recurge la principiul II). În aceste condiții, recurgînd la un enunț al principiului II, diferit de cel anterior, sau de cel al lui Clausius (căldura trece de la sine numai de pe corpul cald pe corpul rece), anume principiul inaccesibilității adiabatice, se ajunge la introducerea simultană a noțiunii de entropie în conexiune cu temperatura absolută ca divizor al formei Pffaf:

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T} = \frac{dU}{T} + \frac{p dV}{T} + \frac{\Sigma \delta L_i}{T}.$$

Principiul inaccesibilității adiabatice are o formulare abstractă, care nu rezultă direct din experiență, dar se bazează pe aceasta în mod indirect (intuitiv), spunînd că în vecinătatea oricărei stări, există stări care nu pot fi atinse pe cale adiabatică reversibilă sau ireversibilă. Această schemă de tratare, deși foarte riguroasă din punct de vedere logico-matematic, este foarte abstractă și i se poate reproșa (Afanasieva) că se ocupă în special de prima parte a principiului II (existența entropiei) și nu se ocupă de partea a doua — creșterea entropiei în procesele adiabatice ireversibile.

Unii fizicieni și matematicieni (axiomatiști) au ales tratarea Carathéodory, alții tratarea Planck, dar cei mai mulți termotehnicieni și termodinamicienii chimiști preferă tratarea Carnot-Clausius-Thomson, atît din motive istorice (legarea de cicluri și mașinile termice), cît și din motive de intuitivitate.

Toate cele trei scheme de tratare duc, pînă la urmă, la enunțul fundamental al principiului II — cel care conține cele patru puncte *a-d*. Alegerea unei scheme sau a alteia este doar o chestiune care se bazează pe preferința ca schema respectivă să posede anumite atribute cum sînt cele prezentate în tabelul P.21.

Principiul II conduce și la alte consecințe:

— Plecînd de la definiția pentru F și G și de la relațiile lor, se obțin ecuațiile de bază ale metodei potențialelor termodinamice:

$$dF \leqslant -S\ dT - p\ dV;\ dG \leqslant -S\ dT + V\ dp;$$

— Din aceste ecuații rezultă condițiile de echilibru și sensul de evoluție al diverselor sisteme termodinamice neizolate adiabat:

$$(dU)_{S,V} \leqslant 0;\ (dH)_{S,p} \leqslant 0;\ (dF)_{T,V} \leqslant 0;$$

$$(dG)_{T,p} \leqslant 0;$$

— Aplicarea acestor relații la reacțiile chimice indică condițiile de evoluție spontană ale acestora și condițiile de echilibru chimic;

— Se pot introduce noțiunile de exergie și anergie, noțiuni fundamentale în metoda exergetică de analiză, optimizare și apreciere a proceselor ireversibile din mașinile și instalațiile termice.

Principiul III

Afirmă că la temperatura de 0K entropia este egală cu zero, dacă sistemul conține un singur component care se află în stare cristalină pură și stabilă la această temperatură

$$S_0 = 0.$$

Acest postulat a fost enunțat de către Planck în 1911. Relația nu se aplică la sisteme policomponente (soluții, aliaje) și la solide amorfe.

Datorită aplicabilității la un număr mai restrîns de sisteme, principiul III al termodinamicii are un grad de generalitate mai mic decît cel al celorlalte două principii; din acest motiv, se consideră, uneori, că nu face parte dintre p.t., dîndu-i-se alte denumiri: „teorema calorică a lui Nernst", „postulatul lui Planck". Principiului III i se contestă, uneori, rangul de principiu și din cauza faptului, că el nu introduce o nouă funcție de stare, spre deosebire de principiile I și II ale termodinamicii, care introduc cîte o funcție de stare, și anume: energia internă și entropia.

Principiilor I și II ale termodinamicii li s-au dat, între altele, și formulări prin care este negată posibilitatea de a construi un perpetuum mobile de speța I sau de speța II-a. În forma negativă, principiul III a fost enunțat

Scanned with OKEN Scanner

de Nernst, prin negarea posibilității de a atinge temperatura de zero absolut. Guggenheim a reformulat principiul III: „Este imposibil, ca prin vreun procedeu oricît de idealizat ar fi, să se reducă temperatura vreunui sistem la zero absolut printr-un număr finit de operații".

Pe baza relației $S_0=0$ este posibilă calcularea valorilor absolute ale entropiei, ceea ce nu este posibil în cazul altor funcții termodinamice. La presiunea standard ($p=1$ atm), creșterea entropiei de la 0K pînă la temperatura T este:

$$S_T^0 - S_0^0 = \int_0^T \frac{C_p}{T}\,dT.$$

Conform relației corespunzătoare principiului III, $S_0=0$, așa încît:

$$S_T^0 = \int_0^T \frac{C_p}{T}\,dT.$$

Relația este valabilă dacă în domeniul de temperatură 0-T nu au loc transformări de stare de agregare sau transformări polimorfe. Dacă astfel de transformări au loc, integrarea se face pe porțiuni și se însumează entropiile care însoțesc transformările respective. Astfel, de exemplu, la încălzirea unui mol de substanță solidă care în intervalul de temperatură 0-T trece în stare lichidă și apoi în stare de vapori, entropia molară la temperatura T și presiunea de 1 atm (indicele 0 de sus) va fi:

$$S_T^0 = \int_0^{T_t} \frac{C_{p,s}}{T}\,dT + \frac{\lambda_t}{T_t} + \int_{T_t}^{T_v} \frac{C_{p,l}}{T}\,dT + \frac{\lambda_v}{T_v} + \int_{T_v}^{T} \frac{C_{p,g}}{T}\,dT$$

unde: $C_{p,s}$, $C_{p,l}$, $C_{p,g}$ reprezintă capacitățile calorice molare ale substanței în stare solidă, lichidă și respectiv gazoasă; T_t și T — temperaturile de topire, respectiv de vaporizare ale substanțelor respective; λ_t și λ_v — căldurile latente molare de topire, respectiv de vaporizare ale substanței respective.

În practică, pentru calculul entropiei se poate pleca de la entropia standard, S_{298}^0, care reprezintă entropia substanței în condiții standard, adică $p=1$ atm și temperatura standard $T=298$ K. Entropiile standard sînt tabelate în culegeri de date termochimice pentru majoritatea substanțelor importante. Calculul se face cu ajutorul relației

$$S_T^0 = S_{298}^0 \int_{298}^{T} \frac{C_p}{T}\,dT,$$

în care se adaugă termeni suplimentari λ_{tr}/T_{tr} și $\int \frac{C_p}{T}\,dT$, dacă între 298 K și TK au loc transformări de fază.

Originea experimentală a principiului III al termodinamicii este legată de mărimile termodinamice de reacție ($\Delta^r G$, $\Delta^r H$, $\Delta^r F$, $\Delta^r U$).

Pe baza unor experiențe efectuate într-un domeniu larg de temperaturi, s-a constatat că mărimile $\Delta^r F$ și $\Delta^r U$, respectiv $\Delta^r G$ și $\Delta^r H$ se apropie între ele pe măsură ce temperatura scade. În baza acestor experiențe, Nernst, în 1906, a conchis că aceste perechi de mărimi reprezentate în funcție de T devin tangente între ele, cînd se apropie de zero absolut. Curbele $\Delta^r G(T)$ și $\Delta^r H(T)$ au o tangentă comună orizontală. Din relațiile $\Delta^r G = \Delta^r H - T\Delta^r S$ și $\Delta^r G = \Delta^r H + T\left(\frac{\partial \Delta^r G}{\partial T}\right)$, rezultă că la $T=0$ nu numai diferența $\Delta^r G - \Delta^r H$ este nulă, ci și derivatele acestor funcții tind către zero:

$$\left(\frac{\partial \Delta^r G}{\Delta T}\right)_p \to 0; \quad \left(\frac{\partial \Delta^r H}{\Delta T}\right) \to 0$$

Din relațiile $\Delta^r G - \Delta^r H = -T\Delta^r S = -T\left(\frac{\partial \Delta^r G}{\partial T}\right)_p$, rezultă, deci:

$$(\Delta^r S)_0 = 0,$$

adică la zero absolut variația de entropie într-un proces chimic este egală cu zero. Aceasta este una din primele formulări ale principiului III.

PRIZĂ DE ABUR. Racord practicat într-un utilaj sau conductă prin care circulă abur, cu scopul prelevării unui anumit debit necesar unor consumatori. Utilajele donatoare pot fi generatoare de abur, (clasice sau nucleare), turbine sau acumulatoare de abur.

P. de a. de la turbinele cu abur pot fi amplasate fie la ieșirea aburului din mașină, fie între treptele ei. La generatoarele de abur prizele sînt amplasate fie pe tambur, pentru abur saturat, fie la ieșirea din treptele de supraîncălzire, pentru aburul supraîncălzit.

Prizele de la turbinele cu abur pot fi reglabile sau fixe. Prizele reglabile sînt prevăzute cu un dispozitiv de reglare a debitului, amplasat

Scanned with OKEN Scanner

fie în interiorul turbinei, fie pe conducta de evacuare a aburului din turbină. Aceste dispozitive sînt comandate automat în funcție de debitul cerut de consumator.

PRIZĂ DE AER. Dispozitiv de tipul unui orificiu, prevăzut cu sistem de reglare a secțiunii (ex.: jaluzele reglabile sau șiber), care este destinat instalațiilor de ventilare sau de condiționare. **P. de a.** se dispun în locuri cît mai ferite de gaze nocive sau pulberi.

Pentru instalații de ardere (cazane, cuptoare, motoare etc.) **p. de a.** sînt prevăzute cu două guri de aspirație: una în interiorul încăperii — pentru regimul de iarnă, iar cealaltă din exteriorul incintei — pentru regimul de vară (Fig. P.140).

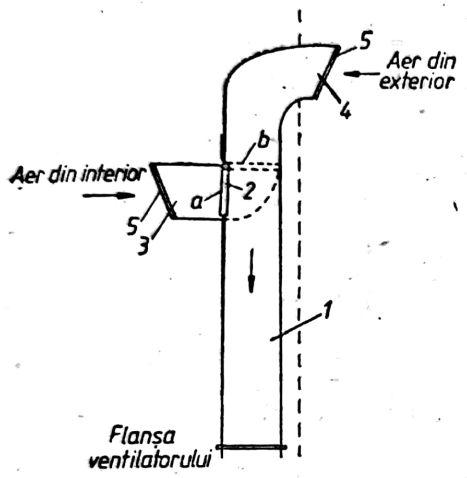


Fig. P.140. Priză de aer:
1 — canal de aspirație a aerului; *2* — obturator; *3* — priză de aer din interior; *4* — priză de aer din exterior; *5* — site; *a* — regim de vară; *b* — regim de iarnă.

PRIZĂ DE APĂ. Construcție hidrotehnică, utilizată pentru captarea unui debit de apă dintr-o sursă, apa fiind folosită la alimentarea unui consumator de tip industrial, urban, agricol etc.

PRIZĂ DE PRESIUNE. Orificiu sau dispozitiv practicat în peretele unui recipient, rezervor, conductă etc., prin care presiunea fluidului din interiorul lor se transmite la un instrument de măsură atașat în acest scop.

PROBABILITATE TERMODINAMICĂ. Numărul de microstări distincte care corespund unei aceleiași macrostări. Este o noțiune fundamentală în termodinamica statistică.

Orice sistem termodinamic se poate caracteriza printr-o anumită macrostare. O macrostare este definită de anumite valori ale parametrilor de stare, P, V, T. Prin microstare a sistemului se înțelege orice mod distinct de aranjare a particulelor în diferitele părți ale sistemului. O microstare este dată de poziția și vitezele moleculelor componente ale sistemului; datorită ciocnirii moleculelor, vitezele și pozițiile lor se schimbă continuu, deci sistemul trece continuu printr-un număr mare de microstări, rămînînd în aceeași macrostare. Deoarece fiecare microstare are șanse egale de realizare, este convenabil să se caracterizeze șansele de realizare ale fiecărei macrostări prin numărul total de microstări care îi corespund. Acest număr se numește probabilitatea termodinamică, W, a macrostării date.

Utilizarea **p.t.** în locul probabilității matematice are avantajul de a permite compararea directă a șanselor de realizare a două microstări, fără să fie nevoie de calcularea prealabilă a numărului total de microstări.

P.t. pentru cazurile simple este dată de formula combinărilor cu repetiție. Dacă numărul N de particule se repartizează între K compartimente ($K>2$), fiecare macrostare este caracterizată printr-un ansamblu de K indici, corespunzînd în ordine numerelor de particule N_k din compartimentele $1, 2, \ldots, K$; deci, macrostarea se notează $(N_1, N_2, \ldots, N_k)$, fiind satisfăcută relația $N_1+N_2+\ldots+N_k=N$. Atunci:

$$W(N_1, N_2, \ldots, N_k = \frac{N!}{N_1!\, N_2!, \ldots, N_k!} =$$

$$= \frac{N!}{\pi N_k!}.$$

În general, însă, pentru calcularea **p.t.** în diversele modele statistice se ține seama de diferiți factori. În mecanica cuantică, s-a stabilit că un nivel de energie poate să fie degenerat, adică să-i corespundă mai multe stări cuantice. Numărul de stări cuantice corespunzător unui nivel de energie este denumit degenerarea nivelului — notat cu g_i. Statistica Boltzmann-Planck consideră particulele discernabile; ea este valabilă în cazul fizicii clasice, dar nu în fizica cuantică (în care particulele de același fel nu se pot deosebi între ele).

P.t. corespunzătoare modelului statistic Boltzmann-Planck este dată de relația:

$$W^{BP}=N!\pi\left(\frac{g_i N_i}{N_i!}\right).$$

Pentru multe din situațiile întîlnite în mecanica statistică se utilizează distribuția Boltzmann corectată, care se obține din distribuția Boltzmann-Planck prin împărțire cu $N!$.

În modelele statistice Bosé-Einstein și Fermi-Dirac, se consideră particulele indiscernabile. În cazul particulelor indiscernabile, numărul de particule din fiecare compartiment poate fi nelimitat sau limitat. În modelul Bosé-Einstein,

Scanned with OKEN Scanner

nu se limitează numărul N_i de particule de pe un anumit nivel energetic:

$$W^{BE}=\pi\frac{(g_i+N_i-1)!}{(g_i-1)!N_i!}.$$

În statistica Fermi-Dirac, particulele sînt indiscernabile, dar se impune restricția suplimentară $N_i\leqslant g_i$, adică în fiecare stare cuantică se află o singură particulă:

$$W^{FD}=\pi\frac{g_i}{(g_i-N_i)!N_i!}.$$

Pentru valori N și N_i foarte mari, cum este cazul sistemelor fizico-chimice, calculul direct al factorialilor din expresiile p.t. scrise nu este posibil. Se utilizează aproximarea Stirling:

$$N!\simeq\left(\frac{N}{e}\right)^N$$

sau în formă logaritmică:

$$\ln N\simeq N\ln N-N.$$

PROCES DE ARDERE. Reprezintă o reacție chimică exotermă (cu cedare de căldură în mediul ambiant), în care căldura dezvoltată este preluată de produsele de ardere. Variația calitativă a energiilor componenților care intră, respectiv care ies dintr-o reacție de ardere exotermă se prezintă în figura P.141. Efectul

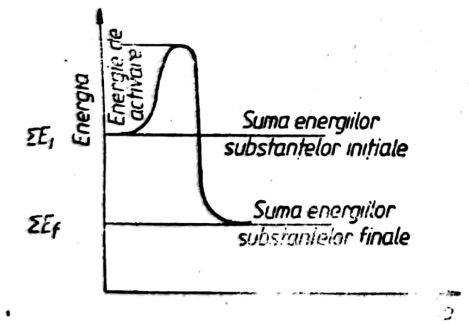


Fig. P.141. Variația energiilor în procesul de ardere.

termic al reacției, egal cu diferența dintre energia finală și inițială a componenților, este:

$$\Sigma H'=\Sigma E_f-\Sigma E_i>0.$$

Oxigenul și aerul necesar arderii se determină cu relațiile de mai jos.

Pentru combustibili solizi și lichizi, oxigenul minim (teoretic), $V^0_{O_2}$, necesar arderii complete, este:

$$V^0_{O_2}=\frac{1}{100}\left(\frac{g_C}{12}+\frac{g_H}{4}+\frac{g_S}{32}-\frac{g_O}{32}\right)\left[\frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg comb}}\right],$$

în care g_C, g_H, g_S, g_O sînt procentele gravimetrice (% în 100% combustibil) ale componentelor în combustibil. Sau:

$$m^0_{O_2}=\frac{1}{100}(2{,}667g_C+8g_H+g_S-g_O)\left[\frac{\text{kg O}_2}{\text{kg comb}}\right];$$

$$V^0_{O_2}=\frac{1}{100}(1{,}867g_C+5{,}6g_H+0{,}7g_S-0{,}7g_O)\left[\frac{\text{m}^3_N\text{O}_2}{\text{kg comb}}\right].$$

Cantitatea teoretică (minimă) de aer uscat $V^0_{a,usc}$, necesară arderii complete a unui combustibil solid sau lichid, este:

$$V^0_{a,usc}=\frac{V^0_{O_2}}{0{,}232}\left[\frac{\text{kg aer}}{\text{kg comb}}\right];\quad V^0_{a,usc}=\frac{V^0_{O_2}}{0{,}21}\left[\frac{\text{m}^3_N\text{aer}}{\text{kg comb}}\text{ sau }\frac{\text{kmol aer}}{\text{kg comb}}\right].$$

Ținînd seama de umiditatea aerului atmosferic (xg_0 vap. apă/kg aer usc.), cantitatea teoretică de aer umed necesară arderii va fi:

$$V^0_a=(1+0{,}001x)V^0_{a,usc}\left[\frac{\text{kg aer umed}}{\text{kg comb}}\right]$$

$$V^0_a=(1+0{,}00161x)V^0_{a,usc}\left[\frac{\text{m}^3\text{ aer umed}}{\text{kg co}}\right.$$

$$\text{sau }\frac{\text{k mol aer umed}}{\text{kg comb}}.$$

Pentru o ardere reală (în focare, cuptoare, camere de ardere, motoare cu ardere internă etc.), aerul necesar arderii este introdus în cantitate mai mare decît cel minim (v. E x c e s d e a e r), existînd raportul:

$$\frac{V_{a.\,usc}}{V^0_{a,usc}}=\frac{V_a}{V^0_a}=\lambda,$$

în care λ este excesul de aer cu care are loc arderea. Valorile lui λ depind de natura combustibilului, condițiile dinamice ale arderii (turbulența aerului în focar, viteza de ieșire a combustibilului din injector etc.), condițiile geometrice ale focarului (dimensiuni) etc. și variază pentru combustibilii solizi în limitele 1,3—2,1, iar pentru cei lichizi, de la 1,1 pentru arderi perfect controlate în generatoare de vapori de mare productivitate pînă la 20 în camerele de ardere ale turbinelor cu gaze.

Scanned with OKEN Scanner

Cantitatea de gaze arse pentru combustibilii solizi sau lichizi rezultate din arderea teoretică a unui combustibil solid sau lichid este:

$$V_g^0 = 3{,}667\,\frac{g_C}{100} + 2\,\frac{g_S}{100} + 0{,}768\,V_{a,\,usc}^0 + \frac{g_N}{100} + \frac{9g_H}{100} + \frac{g_W}{100} + \frac{x}{100}\cdot V_{a,\,usc}^0 \left[\frac{\text{kg gaze arse}}{\text{kg comb}}\right]$$

$$V_g^0 = 1{,}867\,\frac{g_C}{100} + 0{,}7\,\frac{g_S}{100} + 0{,}79\,V_{a,\,usc}^0 + 0{,}8\,\frac{g_N}{100} + 11{,}2\,\frac{g_H}{100} + 1{,}244\,\frac{g_W}{100} + 0{,}00161x V_{a,\,usc}^0 \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ gaze arse}}{\text{kg comb}}\right],$$

în care g_W este procentul gravimetric (în % din 100% combustibil) al umidității apei conținută în combustibil.

Pentru o ardere cu exces de aer λ, gazele produse ale arderii conțin și o cantitate de aer V_a^{ex} (care nu ia parte la arderea propriu-zisă):

$$V_a^{ex} = (\lambda - 1)V_a^0 \left[\frac{\text{kg. aer}}{\text{kg comb}} \text{ sau } \frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ gaze arse}}{\text{kg comb}}\right].$$

Volumul gazelor produse ale arderii unui combustibil solid sau lichid cu un exces de aer λ este:

$$V_g = V_g^0 + (\lambda - 1)V_a^0 \left[\frac{\text{kg gaze arse}}{\text{kg comb}} \text{ sau } \frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ gaze arse}}{\text{kg comb}}\right].$$

În cazul în care nu se cunoaște analiza elementară a unui combustibil, ci numai puterea calorifică inferioară a lui (H_i), exprimată în kJ/kg comb, cantitatea teoretică de aer necesară arderii V_a^0, precum și volumul de gaze arse rezultate, se poate determina cu relațiile aproximative:

– pentru combustibili solizi:

$$V_a^0 = 1{,}01\,\frac{H_i}{4\,181{,}6} + 0{,}5 \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ aer}}{\text{kg comb}}\right]$$

$$V_g^0 = 0{,}89\,\frac{H_i}{4\,181{,}6} + 1{,}65 \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ gaze arse}}{\text{kg comb}}\right]$$

$$V_g = V_g^0 + (\lambda - 1)V_a^0 \quad \frac{\text{m}^3 \quad \text{gaze arse}}{\text{kg comb}}$$

– pentru combustibili lichizi:

$$V_a^0 = 0{,}85\,\frac{H_i}{4\,181{,}6} + 2 \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ aer}}{\text{kg comb}}\right]$$

$$V_g^0 = 1{,}11\,\frac{H_i}{4\,181{,}6} \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ gaze arse}}{\text{kg comb}}\right],$$

Relațiile aproximative exprimă legătura directă (ce este respectată de orice combustibil) dintre puterea calorifică H_i a unui combustibil și cantitatea de aer (respectiv gaze arse) necesar arderii.

Pentru combustibilii gazoși ce sînt exprimați volumetric, analiza elementară este dată în procente volumetrice r_i. Cantitatea de oxigen minim teoretic necesar arderii complete a unui m^3N de combustibil, compus din % CO, % H, % O și % hidrocarburi de tipul C_mH_n, este:

$$V_{O_2}^0 = \frac{1}{100}\left[\frac{1}{2}r_{co} + \frac{1}{2}r_{H_2} + \sum\left(m + \frac{n}{4}\right)r_{C_mH_n} - r_{O_2}\right]\left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{oxigen}}{\text{m}_\text{N}^3\text{ comb}}\right].$$

Ca urmare, cantitatea minimă teoretică de aer uscat $V_{a,\,usc}^0$ sau cantitatea minimă (teoretică) de aer umed, cu umiditatea x, V_a^0, este:

$$V_{a,\,usc}^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0{,}21} \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{aer uscat}}{\text{m}_\text{N}^3\text{ comb}}\right]$$

$$V_a^0 = (1 + 0{,}0016x)V_{a,\,usc}^0 = (1 + 0{,}0016x)\frac{V_{O_2}^0}{0{,}21}\left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ aer umed}}{\text{m}_\text{N}^3\text{ comb}}\right].$$

Cantitatea reală de aer, necesară arderii unui combustibil gazos cu un exces de aer λ, este:

$$V_{a,\,unc} = \lambda \cdot V_{a,\,usc}^0; \quad V_a = \lambda \cdot V_a^0 \left[\frac{\text{m}_\text{N}^3\text{ aer}}{\text{m}_\text{N}^3\text{ comb}}\right],$$

Pentru arderea în focare industriale, unde se urmărește obținerea unei temperaturi a flăcării (a gazelor arse) cît mai ridicată, valorile excesului de aer $\lambda = 1{,}05 \cdots 1{,}20$, iar pentru arderea în camerele de ardere ale turbinelor cu gaze, unde temperatura gazelor arse este limitată la temperaturi mai mici de 950°C, $\lambda = 4 \cdots 10$.

Gazele arse, provenite din arderea unui combustibil gazos, sînt compuse din CO_2, SO_2,

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul P.22

Reacţii de ardere, oxigenul şi aerul minim necesar arderii complete şi gazele de ardere rezultate

Elementul combustibil Masa molară [kg/kmol]	Reacţia de ardere exprimată molar	Cantitatea de combustibil de referinţă C, R	O_2^0 teoretic necesar arderii [m^3_N/C, R]	Aerul teoretic necesar arderii $V_a^0 = O_2/0{,}21$ m^3_N/C, R	Gazele rezultate din ardere			
					CO_2 [m^3/C, R]	SO_2	H_2O [m^3_N/C, R]	$N_2^0 = 3{,}79V_a^0$ [m^3_N/C, R]
$M_C^C = 12$	$C+O_2=CO_2$ $C+0{,}5O_2=CO$	1 kg	1,867 0,954	8,89 4,447	1,867 1,867	—	—	7,023 3,513
$M_S^S = 32$	$S+O_2=SO_2$	1 kg	0,7	3,333	—	0,7	—	2,63
$M_{H_2}^{H_2} = 2$	$H_2+0{,}5O_2=H_2O$	1 m^3N	0,5	2,381	—	—	1	1,331
$M_{CO}^{CO} = 28$	$CO+0{,}5O_2=CO_2$	1 m^3N	0,5	2,381	1	—	—	1,331
$M_{CH_4}^{CH_4} = 16$	$CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O$	1 m^3N	2	9,52	1	—	2	7,52
$M_{C_2H_6}^{C_2H_6} = 30$	$C_2H_6+3{,}5O_2=2CO_2+3H_2O$	1 m^3N	3,5	16,66	2	—	3	10,515
$M_{C_3H_8}^{C_3H_8} = 44$	$C_3H_8+5O_2=3CO_2+4H_2O$	1 m^3N	5	23,81	3	—	4	18,81
$M_{C_4H_{10}}^{C_4H_{10}} = 58$	$C_4H_{10}+6{,}5O_2=4CO_2+5H_2O$	1 m^3N	6,5	30,95	4	—	5	24,45
$M_{C_2H_4}^{C_2H_4} = 28$	$C_2H_4+3O_2=2CO_2+2H_2O$	1 m^3N	3	14,285	2	—	2	11,285
$M_{C_2H_2}^{C_2H_2} = 26$	$C_2H_2+2{,}5O_2=2CO_2+H_2O$	1 m^3N	2,5	11,905	2	—	1	9,405
$M_{H_2S}^{H_2S}$	$H_2S+1{,}5O_2=SO_2+H_2O$	1 m^3N	1,5	7,143	—	1	1	5,643

Scanned with OKEN Scanner

H_2O și azotul din aerul necesar arderii. Cantitatea minimă (teoretică) de gaze arse este:

$$V_g^0=\frac{1}{100}\left[r_{CO}+2r_{H_2O}+\sum\left(m+\frac{n}{2}\right)C_mH_n+\right.$$

$$\left.+r_{H_2}+r_{N_2}+r_{CO_2}\right]+0{,}79V^0_{a,\,usc}+0{,}00161x\cdot$$

$$\cdot V^0_{a,\,usc}+1{,}244\frac{d}{1\,000}\left[\frac{m^3_N\text{gaze arse}}{m^3_N\text{ comb}}\right],$$

în care d reprezintă umiditatea absolută a combustibilului [kg apă/m^3_N comb.]. În cazul arderii cu un exces de aer λ, volumul V_g al gazelor arse va conține și aerul în exces:

$$V_g=V_g^0+(\lambda-1)V_a^0\left[\frac{m^3_N\text{ gaze arse}}{m^3_N\text{ comb}}\right].$$

Relațiile aproximative de calcul pentru aerul teoretic necesar arderii și pentru volumul teoretic de gaze arse provenite din arderea unui combustibil gazos, căruia nu i se cunoaște compoziția, ci numai puterea calorifică H_i în kJ/m^3_N, sînt

— pentru combustibili gazoși săraci:

$$V_a^0=0{,}875\frac{H_i}{4\,181}\left[\frac{m^3_N\text{ aer}}{m^3_N\text{ comb}}\right];\quad V_g^0=$$

$$V_g^0=0{,}725\frac{H_i}{4\,181{,}6}\left[\frac{m^3_N\text{ gaze arse}}{m^3_N\text{ comb}}\right]$$

— pentru combustibili gazoși bogați:

$$V_a^0=1{,}09\frac{H_i}{4\,181{,}6}-0{,}25\left[\frac{m^3_N\text{ aer}}{m^3_N\text{ comb}}\right];$$

$$V_g^0=1{,}14\frac{H_i}{4\,181{,}6}\left[\frac{m^3_N\text{ gaze arse}}{m^3_N\text{ comb}}\right].$$

În tabelul P.22 sînt prezentate sintetic mărimile necesare procesului de ardere a unor elemente combustibile.

P. de a. cu disociere (v. Disociere). La temperaturi ridicate ale gazelor de ardere (peste 1 500°C), apare fenomenul de disociere (sin.: disociație). El reprezintă descompunerea moleculelor unor componenți ai gazelor de ardere (CO_2, H_2O etc.) cu o energie de activare mai scăzută, apărînd ca urmare alți componenți (CO, OH, HO, H, etc.) care nu rezultă din reacțiile de ardere. Procesul de descompunere (disociere) este endoterm, cu urmări negative, aducînd după sine o scădere a temperaturii gazelor arse.

Principalele reacții de disociere care au loc în gazele arse.

Principalele reacții de disociere care apar în produsele de ardere și expresiile de calcul al constantelor de echilibru și în funcție de temperatura sînt date în tabelul P.23. Prin constanta de echilibru se definește raportul dintre produsul concentrațiilor componenților rezultați din reacție, ridicate la puterile coeficienților stoechiometrici corespunzători și produsul concentrațiilor reactanților, la puterea coeficienților stoechiometrici, dată de expresia (pentru o ardere la p=const):

$$k_p=\left(\frac{p}{m}\right)^{\Sigma P_j-\Sigma P_i}\frac{\pi_i(n_j)^{P_j}}{\pi(n_i)^{P_i}},$$

în care p este presiunea la care are loc procesul de ardere (bar); m — numărul total de kmoli ai substanțelor ce participă la proces; ΣP_j — suma coeficienților stoechiometrici ai substanțelor ce rezultă din ardere; ΣP_i suma coeficienților stoechiometrici ai substanțelor inițiale; $\pi_i(n_i)^{P_j}$ — produsul numărului de kmoli ai substanțelor finale la puterea P_j; $\pi(n_i)^{P_i}$ produsul numărului de kmoli ai sbstanțelor inițiale la puterea P_i.

Pînă la 2 000 K disociază numai CO_2 (în CO și O_2) și H_2O (în H_2 și O_2).

Prin grad de disociere se reprezintă cota parte din componentul i care disociază. În

Tabelul P.23

Reacții de disociere și expresia de calcul a constantei de echilibru

Reacția de disociere	Expresia de calcul a constantei de disociere
$CO+\frac{1}{2}O_2 \quad CO_2$	$\lg K=-\frac{29530{,}5}{T}-2{,}769\lg T+0{,}00122\cdot T-1{,}356\cdot10^{-7}T^2-2{,}15$
$H_2+\frac{1}{2}O_2 \quad H_2O$	$\lg K=-\frac{25116{,}1}{T}-0{,}9466\lg T-7{,}216\cdot10^{-4}T+1{,}618\cdot10^{-7}T^2-1{,}714$

Tabelul P.24

Gradul de disociere al vaporilor de apă şi bioxidului de carbon în %, în funcţie de temperatură şi presiunea parţială a lor în amestecul de gaze arse

Temperatura [°C]	Presiunea parţială a H_2O (vapori) în gazele arse [kN/m²]							
	2,94	4,90	7,85	13,73	19,61	34,32	49,03	88,26
1 600	0,9	0,8	0,65	0,56	0,5	0,44	0,38	0,29
1 800	2,70	2,25	1,90	1,60	1,40	1,20	1,04	0,86
2 000	6,30	5,35	4,60	3,80	3,40	2,80	2,50	2,10
2 400	13,4	11,5	10,90	8,35	7,50	6,25	5,40	4,55
3 000	22,4	21,0	18,4	15,6	13,9	11,7	13,7	11,3
	Presiunea parţială a CO_2 în gazele arse [kN/m²]							
1 600	2,2	1,9	1,6	1,4	1,3	1,0	0,85	0,72
1 800	6,9	5,9	5,0	4,2	3,7	3,1	2,75	2,3
2 000	18,0	15,4	13,4	25,0	10,0	8,40	7,4	6,2
2 200	37,6	33,1	29,2	11,2	22,6	19,2	17,3	14,5
2 400	59,0	53,7	48,8	43,1	39,6	34,5	31,4	26,8
3 000	95,6	94,4	93,1	91,1	89,6	86,8	84,7	80,8

tabelul P.24 se prezintă gradul de disociere al CO_2 şi H_2O în funcţie de temperatură. Arderea cu disociaţie mai poartă denumirea de ardere incompletă.

Temperatura teoretică de ardere a unui combustibil ca o putere calorifică H_2, care arde cu un coeficient de exces de aer $\lambda=1$, fără disociere, este:

$$t_t=\frac{H_t}{V_g^0 c_{p,g}\Big|_0^{t_t}} \quad [°C].$$

În tabelul P.25 sînt date temperaturile teoretice de ardere în aer a unor combustibili.

Tabelul P.25

Temperatura teoretică de ardere t_t în aer

Combustibil	t_t [°C]	Combustibilul	t_t [°C]
Antracit	2 290	Etan (C_2H_6)	2 050
Cocs	2 200	Propan (C_3H_8)	2 107
Carbon	2 365	Butan (C_4H_{10})	2 117
Păcură (pulverizare cu aer)	2 245	Pentan (C_5H_{12})	2 120
		Hidrogen sulfurat (H_2S)	1 900
Păcură (pulverizare cu abur)	2 050	Gaz de apă	2 210
		Acetilenă (C_2H_2)	2 660
Gaz de cărbune	2 180	Benzen (C_6H_6)	2 250
Hidrogen (H_2)	2 240	Gaz lichefiat în butelii (50% C_3H_8 + +50% C_4H_{10})	2 110
Oxid de carbon (CO)	2 380		
Metan (CH_4)	2 040		

În cazul în care arderea are loc cu oxigen, temperatura teoretică de ardere creşte foarte mult, deoarece volumul gazelor arse V_g^0 nu mai conţine azot şi are o valoare mult mai mică.

Temperatura reală de ardere t_g a unui combustibil este mai mică decît cea teoretică, deoarece ţine seama de pierderile de căldură ale focarului, gradul de disociere, excesul de aer $\lambda>1$ etc. Ea se determină cu relaţia:

$$t_g=\frac{\eta_{ar}\cdot H_t+c_{p,c}\Big|_0^{t_c}\cdot t_c+\lambda\cdot V_a^0 c_{p,a}\Big|_0^{t_a}-q_d-q_r}{V_g\cdot c_{p,h}\Big|_0^{t_g}}$$

în care: $c_{p,c}$ este căldura specifică a combustibilului [kJ/kg, K sau kJ/m^3_NK]; $c_{p,a}$ — căldura specifică a aerului necesar arderii [kJ/m^{3}K]; η_{ar} — randamentul arderii; q_d — căldura pierdută prin disocierea gazelor arse; q_r — căldura cedată prin radiaţie şi convecţie de gazele arse pereţilor focarului.

Entalpia gazelor arse (H_g) este:

$$H_g=H_g^0+H_a=H_g^0+(\lambda-1)H_a^0$$

în care entalpia aerului necesar arderii este:

$$H_a^0=V_a^0\cdot c_{p,a}\Big|_0^{t_a}\cdot t_a$$

$$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg comb}}\right]\text{sau}\left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_N\text{ comb}}\right],$$

iar entalpia gazelor rezultate din ardere:

$$H_g^0 = \sum \left(V_i c_{p,\,i} \Big|_0^{t_g} \cdot t_g \right)$$

Σv_i este volumul gazelor componente rezultate din ardere.

Randamentul procesului de ardere η_{ar} pune în evidență perfecțiunea cu care energia chimică a combustibilului este transformată în căldură și se determină cu relația

$$\eta_{ar} = 100 - q_{ch} - q_m \ [\%],$$

în care q_{ch} reprezintă pierderile de căldură datorate arderii chimice imperfecte, iar q_m, cele datorate pierderilor mecanice.

$$q_{ch} = \frac{V_{g,\,usc}}{H_i} [r_{co} \cdot H_{i,\,co} + r_{H_2} \cdot H_{iH_2} +$$

$$+ r_{CH_4} \cdot H_{i,\,CH_4} + \Sigma r_{C_mH_n} \cdot H_{iC_mH_n}] \%$$

$V_{g,\,usc}$ fiind volumul de gaze arse rezultate din ardere [m_N^3 gaze arse]; $H_{i,\,x}$ — puterea calorifică inferioară a componentului X[kJ/m_N^3comb. sau kJ/kg comb]; r_x — participația volumetrică a componentului X în gazele arse.

$$q_m = q_{m,\,g} + q_{m,\,zg} + q_{m,\,f} + q_{m,\,am} \ [\%],$$

în care: $q_{m,\,zg}$ reprezintă pierderile de combustibil solid prin barele focarului [kg comb./kg comb]; $q_{m,\,zg}$ — pierderea de combustibil prin antrenarea lui de zgură; $q_{m,\,f}$ — evacuarea de cărbune nears de gazele arse de către gazele arse (cărbune praf la combustibilul solid, sau cel provenit din descompunerea hidrocarburilor din combustibilul lichid sau gazos); g_m, Q_m — antrenarea de combustibil nears de gazele arse la coș. În tabelul P.26 sînt prezentate valorile uzuale ale lui η_{ch} și η_m în %.

O caracteristică a p. de a. o reprezintă viteza de propagare a flăcării, care depinde de modul în care se realizează amestecul dintre combustibil și aerul (sau oxigenul în cazul arderii cu oxigen) necesar. Sînt posibile o infinitate de situații, dar cazurile limită sînt:

— contactul între moleculele de combustibil și cele de aer are loc înainte de aprindere; în acest caz, durata desfășurării procesului de ardere este egală cu durata desfășurării reacției cinetice de ardere (τ_c).

— contactul se stabilește în spațiul unde are loc aprinderea, în care caz durata arderii va fi egală cu suma dintre timpul necesar amestecării moleculelor de combustibil cu cele de aer (τ_f) și cel necesar desfășurării reacției chimice $\tau = \tau_f + \tau_c$.

În funcție de raportul τ_f/τ_c, arderile se clasifică în: arderi cinetice, dacă $\tau_f \gg \tau_c$; arderi difuzive, dacă $\tau_f \ll \tau_c$. Arderea industrială are loc cu regim difuziv, care permite: posibilitatea

Tabelul P.26

Pierderi chimice și mecanice în procesele de ardere [%]

Condiții fizice de ardere	Combustibil	η_{ch}%	η_m%
Focar cu grătar mecanic	Antracit măcinat	0	7—12
	Huilă	1	5—6
	Cărbune brun	1	6
Focar cu grătar înclinat sau bară de răscolire	Cărbune brun	1—2	6—8
	Șisturi bituminoase	2—3	3—5
Focar alimentat cu praf de cărbune și evacuarea zgurii în stare solidă	Antracit	0	5—8
	Huilă	0,5	1,5—3
	Cărbune brun	0,5	0,5—1
	Șisturi bituminoase	0	2—5
Focar alimentat cu praf de cărbune și evacuarea zgurii în stare lichidă	Antracit	0	2,5
	Huilă		1
	Cărbune sărac		

de preîncălzire a aerului necesar arderii; inexistența fenomenului de întoarcere a flăcării; stabilitatea mare a flăcării; reglarea lungimii flăcării; luminozitatea ridicată a flăcării datorită particulelor de carbon incandescent (provenite din descompunerea hidrocarburilor sau din combustibil).

Existența unui centru de flacără (energie de activare a reacției amorsează arderea, frontul de flacără se propagă radial sub forma unor unde sferice concentrice, viteza de deplasare fiind determinată de transferul de căldură conductiv prin amestecul de gaze arse.

Viteza de propagare a flăcării este normală pe frontul de flacără sferic, poate fi laminară (S_L) sau turbulentă (S_T) și depinde de: concentrația combustibilului în amestecul de aer și combustibil; căldura degajată în zona de reacție (maximă la concentrația stoechiometrică); temperatura pereților focarului, temperatura amestecului aer-combustibil; cantitatea de gaze inerte (N_2, CO_2, SO_2) din gazele

arse; raportul dintre cantitatea de H_2 și C din combustibil.

Viteza maximă de propagare a flăcării laminare (S_L^{max}) la temperatura inițială a amestecului de 20°C este:

$$S_L^{max} = S_L(1 - 0{,}01H_2 - 0{,}012CO_2)$$

și este o mărime caracteristică a combustibilului ce reprezintă viteza de deplasare a reacției printr-o țeavă cu diametrul de 25,4 mm la presiunea de 760 mm Hg și temperatura amestecului aer+combustibil de 20°C. Valorile S_L^{max} sînt prezentate în tabelul P.27.

Tabelul P.27

Viteza maximă de propagare a frontului de flacără în regim laminar S_L^{max} și concentrația de combustibil la care ea corespunde

Combustibilul	H_2	CO	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_2H_2
S_L^{max} [cm/s]	250	45	33,8	40,1	39	140
[%] combustibil în amestec aer+combustibil	38,5	45	9,96	6,28	4,6	12,2

Dacă temperatura amestecului de aer+combustibil este de $T > 293$ K, viteza de propagare a frontului de flacără S_{L_T} devine:

$$S_{L_T} = S_L(T/293)^n,$$

în care $n = 0{,}6 \cdots 1{,}65$.

Viteza de propagare a flăcării turbulente (S_T) la 20°C este mult mai mare decît a celei laminare (datorită influențelor turbulenței) și are expresia:

$$S_T = 0{,}01761 \cdot S_L \cdot d^{0{,}26} \cdot \mathrm{Re}^{0{,}24},$$

unde d este diametrul secțiunii arzătorului de combustibil [m], iar Re — criteriul Reynolds al curgerii amestecului combustibil în secțiunea de ieșire din arzător.

Viteza S_T pentru un amestec aflat la temperatura T este:

$$S_{T_T} = S_T\left(\frac{T}{293}\right)^m, \text{ unde } m = 1{,}22 \cdots 1{,}25.$$

Limita de inflamabilitate a unui amestec combustibil reprezintă concentrația în procente a combustibilului în aer pentru care este posibilă arderea. Ea are o valoare minimă (sub care combustibilul nu se aprinde) și una maximă peste care frontul de flacără nu se mai deplasează (flacăra se stinge de la sine).

În tabelul P.28, sînt date valorile concentrațiilor pentru limitele de aprindere ale unor combustibili gazoși.

Tabelul P.28

Concentrații la limitele de aprindere pentru combustibili gazoși

Combustibil	Simbol	Concentrația la limita de inflamabilitate (aprindere) în % volumetrice de combustibil în aer		Amestec stoechiometric în % volumetrice de combustibil în aer [%]	Viteza de propagare a flăcării S_L la amestec stoechiometric S_L [cm/s]	Amestec în % volumetrice de combustibil în aer pentru care se obține viteza		Concentrația la limita de inflamabilitate în % volumetrice de comustibil în oxigen	
		minimă [%]	maximă [%]			S_L^{max} [%]	S_L^{max}	minimă [%]	maximă [%]
Hidrogen	H_2	4	74,2	29,5	160	42	267	4,65	93,9
Oxid de carbon	CO	12,5	74,2	29,5	30	43	42	15,5	93,9
Metan	CH_4	5	15	9,5	28	10,5	37	5,4	59,2
Etan	C_2H_6	3,22	12,45	5,67	—	6,3	40	4,1	50,5
Propan	C_3H_8	2,7	9,5	4,02	—	4,3	38	2,3	45
Butan	C_4H_{10}	1,86	8,31	3,12	—	3,3	37	1,8	49
Etilenă	C_2H_4	3,75	29,6	6,5	50	7	63	2,9	79,9
Acetilenă	C_2H_2	2,5	80	7,7	100	10	135	3,5	89,4
Alcool metilic	CH_3OH	6,72	36,5	12,44	—	—	—	—	—
Alcool etilic	C_2H_5OH	3,28	18,95	6,52	—	—	—	—	—
Gaz de cocs	—	5,6	30	—	—	—	—	—	—
Gaz natural	—	5,1	12,5—25	—	—	—	—	—	—
Gaz de furnal	—	35	65—73,9	—	—	—	—	—	—

Scanned with OKEN Scanner

Arderea combustibililor solizi sub formă de bulgări sau praf este un fenomen complex ce cuprinde un timp de preparare τ_p cu care particula de cărbune este încălzită și ca urmare se usucă (își pierde umiditatea de constituție) și se degajă o parte din materiile volatile ale ei, urmat de un timp de ardere treptată a acestora, τ_{mv} (pe măsură ce continuă degajarea lor) și un timp final τ_{rc} în care are loc arderea reziduului carbonos (cocs). Viteza de ardere nu mai este o caracteristică a combustibilului, ci o mărime ce depinde de condițiile fizice în care este preparat combustibilul, de datele constructive ale instalației de ardere (grătar, focar, turbulența prafului etc.) și de cele chimice, privind degajarea materiilor volatile.

PROCES TERMIC. Transformare a unui sistem sub acțiunea căldurii. **P.t.** pot avea loc cu cedare/primire de căldură, sau fără schimb de căldură cu mediul ambiant.

Dacă în urma **p.t.** are loc o modificare calitativă a sistemului, **p.t.** reprezintă o reacție chimică, care poate sau nu să fie însoțită de un schimb corespunzător de căldură.

P.t., care nu duc la modificarea calitativă a sistemelor, au ca efect modificarea energiei interne și, respectiv, a entalpiei sistemului; expresia schimbului elementar de căldură corespunzător unui sistem cu masa m, datorită unei modificări a temperaturii cu dt, este $dQ=mc_x dt$ sau $mc_x dT$, unde c_x reprezintă căldura specifică a sistemului cu precizarea menținerii constante a parametrului x (de exemplu c_p sau c_v).

PRODUSE DE ARDERE. Componenți rezultați dintr-o reacție chimică de ardere. Produsele proceselor complete de ardere pentru combustibilii fosili sau rezultați din țiței sînt: dioxidul de carbon, vaporii de apă, dioxidul de sulf etc.; alături de acești componenți, în cazul arderii incomplete, apare oxidul de carbon.

În cazul proceselor de ardere dezvoltate cu aer, în produsele de ardere intervine azotul — corespunzător cantității de aer consumat și, eventual, oxigenul, în cazul arderii cu aer în exces.

Volumul gazelor de ardere rezultate este dat, în general, de expresia:

$$V_g = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \left[\frac{m^3_N}{\text{kg sau } m^3_N \text{ combustibil}}\right].$$

Participația volumică a fiecărui component este r_i și este îndeplinită condiția de normare $\Sigma r_i = 1$.

Cu ajutorul compoziției gazelor de ardere (evidențiată prin participațiile r_i) se stabilesc mărimile termofizice caracteristice ale amestecului de gaze, ca de exemplu: masa molară, $M_g = \Sigma r_i M_i$, constanta specifică, $R_g = \Sigma_{gi} R_i$, densitatea, $\rho_g = \Sigma r_i \rho_i$, căldura specifică molară,

$$C_{M\,pg} = \Sigma r_i C_{M\,pi}.$$

De asemenea, cu ajutorul compoziției gazelor de ardere se stabilește excesul de aer λ și se poate verifica, dacă măsurătorile experimentale referitoare la prezentarea compoziției gazelor de ardere sînt corecte, întrucît procentele de CO_2, CO și O_2, care reflectă analiza gazelor de ardere, trebuie să se plaseze în interiorul triunghiului arderii.

PROPAGARE. Proces fizic de transmitere a unei energii din aproape în aproape, în interiorul unui sistem.

Unele din formele de transmitere a energiilor, cu aplicații numeroase în termodinamică sînt următoarele:

P. căldurii prin conducție reprezintă procesul de transmitere a căldurii dintr-o regiune cu temperatura mai ridicată către una cu temperatură mai scăzută în interiorul unui mediu solid, lichid sau gazos, fără existența unei deplasări aparente a elementelor de volum care compun sistemul.

P. flăcării se face prin centrii activi și potrivit modelului de ramificare a unei reacții chimice, dezvoltarea ei are loc în lanț, în masa amestecului combustibil, atît timp cît energia particulelor care activează reacția este superioară energiei de activare a reacției.

P. undelor elastice într-un mediu se face cu viteza sonică $a=\sqrt{kRT}$, k fiind exponentul adiabatic al mediului, R — constanta specifică a gazului sau cuplului respectiv, iar T — temperatura termodinamică.

PROPAN. Gaz incolor, mai greu decît aerul. Nu are acțiune corosivă asupra metalelor.

Are următoarele proprietăți: temperatura de fierbere — 42,2°C; temperatura de topire — 187,7°C; densitatea în stare lichidă la 0°C $\rho_l = 0{,}531$; densitatea vaporilor la 0°C și 760 mm Hg față de aer este 1,56; limitele de explozie în aer exprimate procentual în volum: inferioară 2,4, superioară 9,5; temperatura (punct) de inflamabilitate — 104°C. Este solubil în apă, alcool, cloroform, benzen. Se izolează din gazele de sondă sau de cracare.

Se utilizează ca intermediar în sinteze organice, solvent, agent frigorific, combustibil casnic în amestec cu butanul sub denumirea „aragaz".

PROPULSOR. Organ de mașină sau aparat care servește la propulsarea (deplasarea) unui vehicul sau obiect.

P. poate fi activ, în cazul în care primește energie din exteriorul vehiculului și o transmite direct acestuia (ex.: energia eoliană) sau reactiv, în cazul în care primește energia de la

Scanned with OKEN Scanner

vehiculul pe care este montat și o transmite fluidului în care acesta se deplasează.

Exemple de tipuri uzuale de p.: roată propulsoare, elice, vele , șenile, vîsle etc.

PROTECȚIA ANTICOROSIVĂ A CONDUCTELOR. Metode și procedee de protecție a conductelor metalice (din oțel sau alt metal), supuse unui proces continuu de coroziune chimică și de coroziune electrolitică, datorită, pe de o parte, fluidului transportat și mediului în care sînt amplasate, iar, pe de altă parte, datorită curenților electrici vagabonzi proveniți, în special, de la instalațiile de tracțiune, alimentate cu curent continuu.

Pentru a evita deteriorarea conductelor subterane prin corodare, acestea se protejează atît pe suprafața interioară, cît și pe cea exterioară cu materiale anticorosive aderente (vopsele cu proprietăți anticorosive, rășini sintetice, soluții pe bază de sticlă lichidă etc.). Această protecție trebuie realizată în fabrica constructoare de țevi, pe baza cunoașterii destinației acestora și trebuie desăvîrșită în timpul montării, în special la locurile de îmbinare. Materialele anticorosive singure nu sînt suficiente să asigure în toate situațiile de folosire a conductelor protecția eficace a acestora; pentru completare se folosește protecția electrică, în special, protecția catodică.

Metodele de limitare a fenomenului de coroziune în conductele subterane ale rețelelor de termoficare se grupează în protecții pasive și protecții active. Prin *metodele pasive* se urmărește obținerea unei rezistențe sporite a conductei la coroziunea produsă de curentul electric. Printre aceste metode se menționează: acoperirile metalice pe suprafața conductei cu materiale anticorosive (cu foarte bune proprietăți dielectrice); amplasarea conductelor în canale de beton. Prin *metodele active* se urmărește să se asigure conductei un potențial catodic în raport cu pămîntul. Aceste metode sînt: drenajul electric; protecția catodică și cu metal protector; secționarea electrică longitudinală cu izolație a conductelor pentru a mări rezistența electrică a acestora.

PULVERIZARE. Acțiune de transformare a unui material solid în pulbere sau a unui lichid în particule foarte fine. În procesele de ardere a combustibililor solizi, **p.** este precedată de o serie de operații ce asigură prepararea, uscarea, transportul și distribuția cărbunelui pulverizat cu o granulație de 0—20 (max. 30) mm. Agentul de antrenare poate fi aerul sau gazele de ardere recirculate din focar.

În instalațiile de ardere a combustibililor lichizi, **p.** se poate realiza prin procedee mecanice (v. Injecție), pneumatice (cu abur, cu aer), pneumomecanice, cu ultrasunete, cu gazeificare etc. **P.** asigură o vaporizare a combustibilului lichid și o amestecare intimă și omogenă cu aerul, creînd condiții optime arderii eficiente și complete a acestuia în camerele de ardere ale mașinilor și instalațiilor termice, focarelor etc.

PULVERIZATOR. Piesă componentă a injectoarelor de combustibil cu rol de introducere și distribuire (pulverizare) a combustibilului în camerele de ardere ale mașinilor termice (v. Injector).

PUNCT DE ROUĂ. Temperatura la care presiunea parțială a vaporilor (p_v) unui component dintr-un amestec de gaze, răcit izobar și sub același raport de amestec, devine egală cu presiunea lui de saturație, în raport cu faza lichidă respectivă [v. ROUĂ (Temperatură de)].

PUNCT MORT AL PISTONULUI. Poziție extremă a pistonului motorului cu ardere internă, realizată atunci cînd biela și manivela mecanismului motor sînt în prelungire (v. Fig. C.113, vol. I), iar viteza pistonului este nulă. Pentru mecanismele motoare normale și axate, precum și pentru mecanismele normale și dezaxate pistonul are două poziții extreme în care viteza este nulă. Prima poziție se realizează atunci, cînd biela este în prelungirea manivelei, iar pistonul se găsește în cea mai apropiată poziție față de camera de ardere (culasă). Aceasta se numește poziția de punct mort interior (punct mort superior) și se notează prescurtat P.M.I. A doua poziție se realizează, cînd biela și manivela sînt în prelungire, dar suprapuse, și se numește poziția de punct mort exterior (punct mort inferior); se prescurtează prin P.M.E. La P.M.E. pistonul se găsește în cea mai îndepărtată poziție față de camera de ardere (culasa).

Deplasarea pistonului între PMI și PME reprezintă *cursa pistonului*.

PUNCT TERMIC (Sin. **Stație termică**). Ansamblul instalațiilor situate între rețeaua de distribuție a căldurii și instalațiile consumatorilor, respectiv între rețeaua exterioară de transport al căldurii la distanță și instalațiile interioare ale consumatorilor. **P.t.** trebuie să satisfacă condițiile funcționale atît ale rețelei de distribuție a căldurii, cît și ale consumatorilor și să coordoneze parametrii acestora.

Tipul **p.t.** depinde în principal de următorii factori: natura și mărimea consumatorilor de căldură; natura și parametrii agentului termic de transportat față de agentul termic folosit la consumator; sistemul de transport al căldurii (numărul de conducte de transport). **P.t.** pot asigura distribuția căldurii numai pentru un anumit tip de consum (încălzire, ventilație sau apă caldă) sau pot distribui căldura mai multor tipuri de consumatori, de exemplu, încălzire și apă caldă.

În cazul consumatorilor urbani, rețeaua de transport și distribuție a căldurii utilizează,

Scanned with OKEN Scanner

în general, ca agent termic apa fierbinte cu presiune ridicată. Regimul termic nominal al apei în rețeaua de transport este, de regulă, 150°C pe conducta de ducere la consumatori și 70°C pe conducta de întoarcere la sursa de căldură. În unele zone mici de consum, se mai utilizează apă fierbinte cu temperatura mai coborîtă (sub 115°C). Consumatorii care se racordează la rețeaua de apă fierbinte sînt cei mai adesea instalațiile de încălzire, de preparare a apei calde menajere (sanitare) și, mai rar, de ventilare sau în scopuri menajere.

P.t. pentru racordarea instalațiilor de încălzire.

În prezent, instalațiile de încălzire utilizează ca agent termic apa caldă cu temperaturile 95°C pe conducta de ducere (de tur) și 75°C pe conducta de întoarcere (de retur). Există tendința ridicării temperaturii apei în conducta de tur. Aceasta conduce la mărirea diferenței de temperatură între tur și retur, cu reducerea corespunzătoare a debitului de agent termic vehiculat. Instalațiile de încălzire se pot racorda la rețeaua de apă fierbinte indirect sau direct.

Racordarea indirectă a p.t. se caracterizează prin separarea instalațiilor de încălzire ale consumatorilor de rețeaua termică de distribuție. Aceasta permite funcționarea aparatelor de încălzire ale consumatorilor la presiunea hidrostatică determinată de propriul vas de expansiune. Ca urmare, aparatele de încălzire nu sînt supuse presiunii ridicate din rețeaua termică și variațiilor acesteia, garantîndu-se astfel izolarea completă a instalațiilor consumatoare față de eventualele creșteri accidentale, de avarie, ale presiunii în rețeaua termică de distribuție. Această separare este utilă pentru racordarea sistemelor de încălzire mai vechi, care au funcționat cu centrale termice locale.

Racordarea indirectă se recomandă a fi utilizată în clădirile în care avarii accidentale și neînsemnate pot avea, totuși, urmări grave (muzee, arhive, spitale etc.), precum și acolo unde presiunea în rețea este mai mare decît valoarea maximă admisă de instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Separarea celor două rețele se realizează cu ajutorul liniei schimbător de căldură apă fierbinte-apă caldă, ca în figura P.142. Diferența de presiune între punctul de racordare (A, B) la rețeaua termică trebuie să fie suficientă pentru acoperirea pierderilor de presiune din conductele de distribuție, cele de legătură din cadrul p.t. și cele ale schimbătorului de căldură *1*. Sistemul de încălzire trebuie să funcționeze cu vasul propriu de expansiune *2*. Alimentarea cu apă de adaos a sistemului local, pentru compensarea pierderilor, poate fi făcută periodic cu apă dedurizată și degazată din rețeaua termică, prin vana *4* acționată manual sau automat. Schemele de racordare indirectă

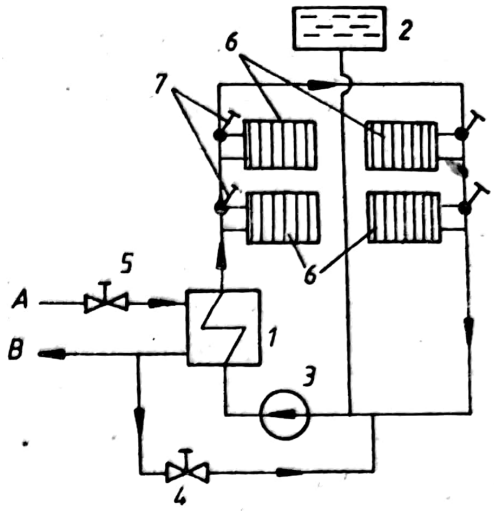


Fig. P.142. Schema punctului termic cu racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire:

1 — preîncălzitor apă—apă; *2* — vas de expansiune; *3* — pompă de circulație; *4* — vană pentru umplere; *5* — regulator de debit; *6* — aparate de încălzire ale consumatorilor; *7* — robinete de reglare; *A* — intrarea apei; *B* — ieșirea apei.

permit, cu ajutorul regulatorului *5*, funcționarea cu debit constant sau variabil în rețeaua termică exterioară. De asemenea, permit reglajul cu opriri pe partea de apă fierbinte, deoarece funcționarea pompei de circulație *3* asigură vehicularea continuă a apei în instalațiile de încălzire. Circulația apei calde în instalațiile de încălzire *6* este asigurată de două pompe de circulație *3*, din care una în rezervă.

Dezavantajul principal al racordării indirecte îl constituie costul echipamentelor și cheltuielile pentru construcții-montaj aferente punctului termic. De asemenea, cresc cheltuielile de exploatare determinate de consumul de energie electrică al pompelor de circulație, de întreținerea instalațiilor și retribuirea personalului de exploatare.

Existența schimbătorului de căldură apă-apă conduce la posibilitatea de variație a temperaturii apei fierbinți din rețeaua de distribuție, fără a afecta regimul termic al instalației de încălzire.

Racordarea directă se poate clasifica, în funcție de existența dispozitivelor de amestec, în două variante: fără amestec și cu amestec, ultima realizîndu-se în trei variante: cu hidroelevator; cu pompă de amestec; cu hidroelevator și pompă de amestec. Spre deosebire de racordarea indirectă, la racordarea directă regimul hidraulic al consumatorilor de căldură este determinat de regimul hidraulic din rețeaua termică de transport. Ca urmare, toate schemele directe se pot aplica numai dacă

Scanned with OKEN Scanner

presiunea din rețeaua de distribuție nu depășește presiunea maximă admisă de rețeaua consumatorului.

Racordarea directă fără dispozitive de amestec (Fig. P.143) este cea mai simplă. Ea se utilizează în cazurile în care regimul de presiuni și temperaturi din rețeaua termică de distribuție este același cu cel admis de instalațiile interioare. Schema este specifică instalațiilor de încălzire cu aer cald (aeroterme) sau de ventilare a halelor industriale sau la încălzirea cu radiatoare care permit utilizarea directă a apei fierbinți. Aceasta presupune că respectivele radiatoare rezistă la presiunea din rețeaua de distribuție, iar transferul de căldură în incinta încălzită nu conduce la senzația de inconfort datorită temperaturii ridicate a agentului termic.

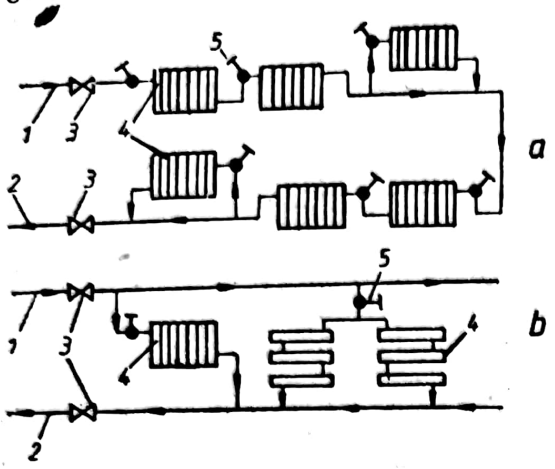


Fig. P.143. Scheme ale punctului termic cu racordare directă fără amestec ale instalațiilor de încălzire:

a — orizontal monotubular; *b* — bitubular; *1, 2* — rețeaua termică cu apă fierbinte de ducere și întoarcere; *3* — vană de separare (izolare); *4* — consumatori (corpuri) de încălzire; *5* — robinete de reglare.

Această schemă asigură o mare economie de investiții în conductele de distribuție (permite reducerea debitului de apă vehiculat) și o reducere sensibilă a suprafețelor radiatoarelor, datorită folosirii apei cu temperatură ridicată (130—150°C).

Schema din figura P.143 *a* prezintă dezavantajul unei rezistențe hidraulice mari, permițînd însă funcționarea instalației în bune condițiuni, chiar și la debite mici ale apei. În cazul unui număr mare de radiatoare sau aparate de încălzire, se utilizează montarea lor în paralel, ca în figura P.143 *b*.

Deoarece temperatura admisă de instalațiile interioare de încălzire este, de regulă, mai mică decît aceea a rețelei termice cu apă fierbinte, reducerea acestei temperaturi se face prin amestec cu apa din conducta de întoarcere a instalației de încălzire.

Racordarea directă prin amestec cu hidroelevator (Fig. P.144) are principalul avantaj că este o instalație simplă, fără elemente în mișcare, deci fără consumuri suplimentare de energie, cu uzură mică și întreținere ușoară

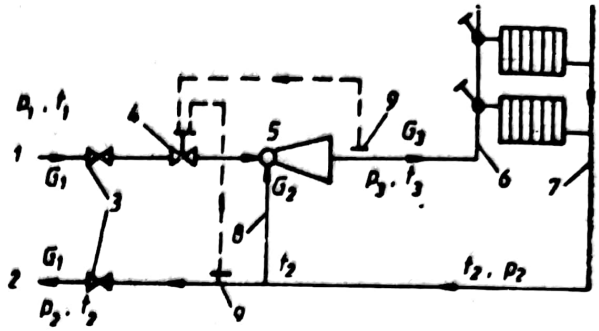


Fig. P.144. Schema punctului termic cu racordare directă cu hidroelevatori:

1, 2 — conducte de apă fierbinte de ducere și întoarcere; *3* — vane de separare; *4* — regulator de debit; *5* — hidroelevator; *6, 7* — conducte de apă caldă de ducere și întoarcere; *8* — conductă de recirculare; *9* — impulsuri de temperatură.

Funcționarea acestei scheme este caracterizată de coeficientul de amestec u, care se determină din sistemul de două ecuații format din bilanțul de masă al hidroelevatorului:

$$G_1+G_2=G_3$$

și din bilanțul termic al hidroelevatorului:

$$G_1c_1t_1+G_2c_2t_2=G_3c_3t_3,$$

cu notațiile din figura P.168. La nivelul temperaturilor t_1, t_2 și t_3 se pot considera căldurile specifice $c_1=c_2=c_3$.

Coeficientul de amestec al hidroelevatorului este:

$$u=\frac{G_2}{G_1}=\frac{t_1-t_3}{t_3-t_2}.$$

Pentru condițiile de calcul ale funcționării instalațiilor de încălzire (la temperatura exterioară minimă convențională), considerînd temperaturile de calcul $t_3/t_2=95/75$°C, acceptate în instalațiile interioare de încălzire și temperatura de calcul a apei fierbinți în rețeaua termică $t_1=130\cdots150$°C, rezultă $u=1{,}75\cdots2{,}75$. Ținînd seama de regimul termic, valoarea coeficientului de amestec determină valoarea relativă a debitului de apă G_3 din instalațiile de încălzire ale consumatorilor, pentru un anumit debit de apă fierbinte G_1.

Randamentul hidroelevatorului este:

$$\eta=\frac{G_2h}{G_1(H-h)}=\frac{u}{(H/h)-1}=0{,}2\cdots0{,}3\ ,$$

unde $H=p_1-p_2$ este diferența de presiune disponibilă în rețeaua termică de distribuție la intrarea în p.t. (vanele de separare *3*), iar $h=p_3-p_2$ este diferența de presiune disponibilă în instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Ca urmare, pentru condițiile de calcul $t_1=150°C$, $t_3/t_2=95/75°C$ la care $u=2{,}75$, pentru un randament $\eta=0{,}2\cdots0{,}3$, este necesar ca:

$$H/h=(u/\eta)+1=14{,}75\cdots10{,}2\approx12.$$

Dacă pentru o circulație normală a apei în instalațiile de încălzire este necesară o diferență de presiune $h=1{,}2\cdots1{,}5$ m H_2O, atunci este necesar ca $H=14{,}4\cdots18$ m H_2O. Se exprimă astfel domeniul posibil de folosire a hidroelevatoarelor, și anume numai pentru cazul în care în rețeaua de apă fierbinte există o diferență de presiune dinamică (disponibilă) $H_{min}\approx$ ≈20 mH_2O. În general, se utilizează cîte un hidroelevator la o instalație de încălzire cu un consum maxim de căldură de cca 1,16 MW (1 Gcal/h). Atunci cînd, în regim dinamic, la p.t. nu se poate asigura o diferență de presiune H necesară pentru a putea folosi în bune condiții hidroelevatorul, se poate utiliza racordarea directă cu pompe.

Racordarea directă cu pompe de amestec (Fig. P.145) permite realizarea unor coeficienți mari de amestec, pentru diferențe de presiune H la p.t. mai mici decît în cazul hidroelevatoarelor.

Pot fi trei variante de introducere a pompelor în schemă. Atunci cînd în rețeaua de apă fierbinte presiunea dinamică este suficient de mare pentru a acoperi pierderile de presiune din instalația de încălzire, se folosește schema din figura P.145, *a*. În acest caz, pompa de amestec vehiculează debitul de apă de amestec G_2, avînd un consum de energie pentru pompare mai mic decît în celelalte variante. În cazul în care este necesară mărirea presiunii în conducta de alimentare *6* a instalațiilor de încălzire, se utilizează schema din figura P.145, *b*. Cînd se dorește reducerea presiunii în conducta din retur *7* a instalațiilor de încălzire, se aplică schema din figura P.145, *c*.

În porțiunile terminale ale rețelei termice, unde se folosesc în general schemele de racordare cu pompe de amestec, diferența de presiune în rețeaua de apă fierbinte la p.t. nu numai că este mică, dar este supusă și modificărilor zilnice sau sezoniere. Uneori, aceste modificări sînt atît de mari încît conduc la livrarea incompletă a debitelor de apă din rețea și, deci, a cantității de căldură primită de consumatori. În aceste cazuri, instalarea pompei în variantele *b* și *c* permite obținerea unei diferențe suplimentare de presiune necesară circulației apei în instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Dintre schemele de racordare din figurile P.145, *b* și P.145, *c* se aplică mai mult ultima, deoarece în sectoarele terminale ale rețelei termice, de regulă, are loc creșterea presiunii în conducta de retur *7* a instalațiilor de încălzire. Din punctul de vedere al alimentării cu energie electrică a pompelor, în varianta *c* oprirea pompei conduce imediat la creșterea presiunii în instalațiile de încălzire, putînd provoca chiar avarierea acestora.

Dezavantajul principal al acestor pompe este consumul mare de energie de pompare. Astfel, trebuie avut în vedere că, indiferent de schema de racordare a pompei de amestec, oprirea sa conduce la pătrunderea apei fierbinți direct în instalațiile de încălzire, cu consecințe grave.

Racordarea directă cu hidroelevator și pompă de amestec este prezentată în figura P.146 sub diverse variante.

Schema racordării directe cu hidroelevator și pompă de amestec are avantajul că permite o reglare fină a temperaturii agentului termic în instalațiile de încălzire, în condițiile de temperaturi exterioare ridicate.

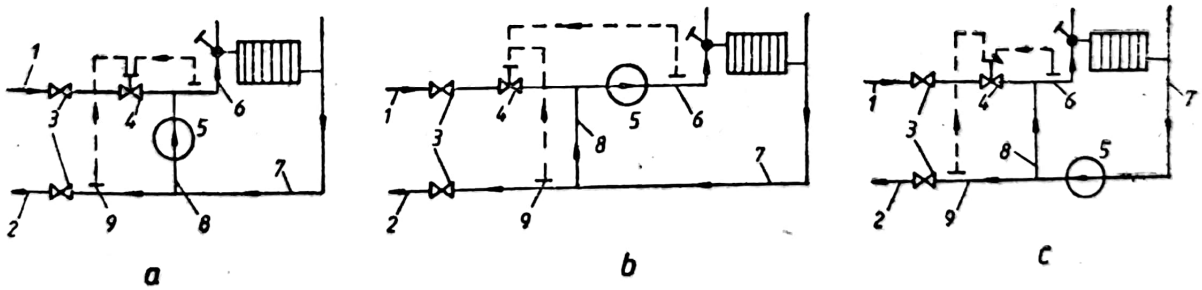


Fig. P.145. Schema punctului termic cu racordare directă cu pompe de amestec:
1—4 și *6—9* — idem ca în fig. P. 144; 5 — pompă de amestec.

În figura P.146 sînt prezentate trei variante ale acestei racordări. Schema din figura P.146, *a* se poate aplica numai în cazul în care pierderea de presiune în pompa *10* oprită este foarte mică și nu determină în acest fel reducerea suplimentară considerabilă a coeficientului de amestec al elevatorului. Pentru diminuarea acestui dezavantaj se poate aplica schema din figura P.146, *b*. În acest caz, prin pompă trece

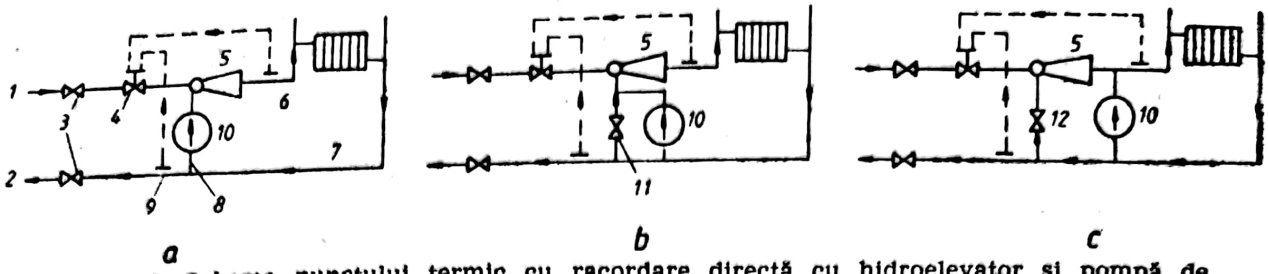


Fig. P.146. Schema punctului termic cu racordare directă cu hidroelevator și pompă de amestec:
1—4 și *6—9* — idem ca în fig. P. 144; *5* — hidroelevator; *10* — pompă de amestec; *11* — clapetă de siguranță; *12* — vană de închidere.

numai o parte din debitul de apă de amestec G_2, în funcție de coeficientul de amestec necesar față de cel pe care îl poate realiza hidroelevatorul. Atunci cînd se poate folosi hidroelevatorul cea mai mare parte din timp, se aplică schema din figura P.146 *c*. În regim normal ($H > 15$ m H_2O), pompa *10* este oprită; la reducerea diferenței de presiune H în fața hidroelevatorului se închide vana *12*, intrînd în funcțiune pompa de amestec *10*.

Alegerea schemei de racordare a instalațiilor de încălzire se face avînd în vedere ca: diferența de presiune dinamică H disponibilă la p.t. să fie de minim 20 m H_2O; presiunea totală în rețeaua termică la intrarea în p.t. să fie mai mică decît presiunea maximă admisibilă în instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Cînd sînt îndeplinite ambele condiții, se utilizează racordarea cu elevator; cînd este îndeplinită numai condiția a doua, se folosește racordarea cu pompă de amestec sau elevator și pompă de amestec; cînd nu sînt îndeplinite ambele condiții, se utilizează racordarea indirectă.

P.t. pentru racordarea instalațiilor de preparare a apei calde. Racordarea instalațiilor pentru prepararea apei calde se poate face în sistem închis sau deschis.

Racordarea în sistem închis este reprezentată în figura P.147 și se caracterizează prin următoarele:

— apa caldă pentru consumul sanitar și menajer provine din apa preluată din rețeaua de apă potabilă;

— prin intermediul schimbătorului de căldură *3* (apă fierbinte-apă caldă) se realizează o separare între instalațiile consumatoare și rețeaua de apă fierbinte.

Schemele de racordare în sistem închis pot fi fără acumulare de apă caldă (Fig. P.147 *a*) sau cu acumulare (Fig. P.147 *b*). Acumulatoarele de apă caldă asigură rezerva în cazul întreruperii alimentării de la rețeaua de distribuție, și se folosesc numai în cazurile în care consumatorii nu admit întreruperea alimentării cu apă caldă.

Regulatorul de temperatură *9* are rolul de a menține constantă temperatura apei calde la valoarea cerută, independent de valoarea consumului. El acționează asupra debitului de apă fierbinte intrat în schimbătorul *3*. În cazul schemei din fig. 147, *b* apare regulatorul *11* necesar menținerii debitului de apă rece la

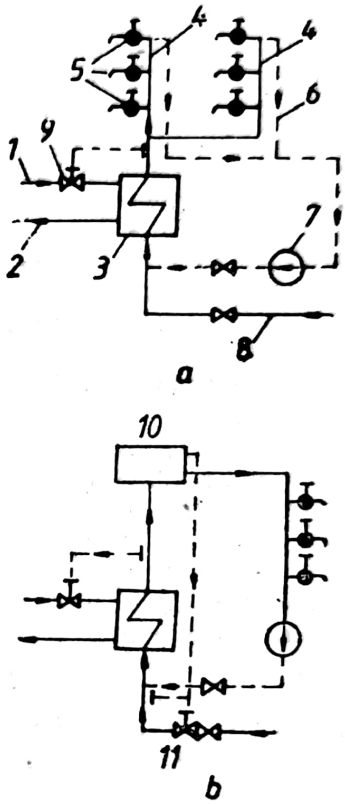


Fig. P.147. Schema punctului termic cu racordarea în circuit închis a instalației de preparare a apei calde: *a)* fără acumulare de apă caldă; *b)* cu acumulare de apă caldă; *1, 2* — conducte de apă fierbinte (ducere și întoarcere); *3* — schimbător de căldură pentru prepararea apei calde; *4* — apă caldă de consum; *5* — consumatori de apă caldă; *6* — apă caldă recirculată; *7* — pompă de recirculație; *8* — apă rece; *9* — regulator de temperatură; *10* — acumulator de apă caldă; *11* — regulator.

valoarea impusă de consum, în funcţie de nivelul apei în rezervorul acumulatorului. La scăderea consumului, are loc încărcarea acumulatorului, iar la creşterea consumului, descărcarea acestuia. Pompa de recirculare 7 are rolul de a vehicula apa caldă în sistemele locale de consum.

O problemă care apare la racordarea în sistem închis o constituie coroziunea şi depunerile de piatră şi nămol în instalaţiile p.t. şi ale consumatorilor, datorate utilizării în circuitul secundar al schimbătorului *3* şi în instalaţiile de consum a apei reci netratate chimic şi nedegazate. Pentru reducerea acestor efecte, schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde este protejat contra coroziunii (confecţionat din ţevi de alamă), se instalează filtre la intrarea apei reci în instalaţie şi se prevăd schimbătoare de căldură de rezervă.

Racordarea în sistem deschis este reprezentată în figura P.148 şi se caracterizează prin

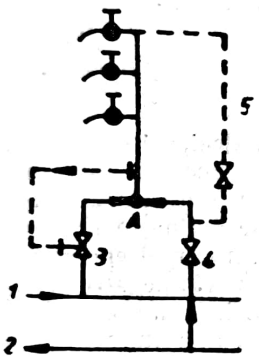


Fig. P.148. Schema punctului termic cu racordarea în circuit deschis a instalaţiei de preparare a apei calde:
1, 2 — reţea de apă fierbinte (de ducere şi de întoarcere); *3* — regulator de temperatură; *4* — vană; *5* — conductă de recirculare a apei calde; *A* — punct de amestec.

faptul că prepararea apei calde se face prin amestecul apei din conducta de tur cu aceea din conducta de retur, în scopul asigurării în punctul de amestec A a temperaturii necesare apei calde de consum.

Funcţionarea schemei din figura P.148 este următoarea: atît timp cît temperatura apei din conducta de retur *2* este cel puţin egală cu aceea impusă de apa caldă (50°C), consumul de apă caldă este asigurat integral din ea, prin vana *4* deschisă. În perioadele în care temperatura apei în conducta de retur este mai mică de 50°C, consumul de apă caldă este asigurat prin amestecul în punctul *A* între apa din conducta de retur şi apa din conducta de tur. Debitul de apă fierbinte preluat din conducta de tur este reglat de regulatorul de temperatură *3*, în funcţie de consumul de apă caldă, astfel încît în punctul *A* temperatura de amestec să fie menţinută constantă la 50°C.

Acest mod de racordare impune completarea debitului de apă fierbinte luată din reţea, pentru consumul de apă caldă, cu apă de adaos. În sistemele deschise, debitul de apă de adaos poate atinge chiar 40–50% din debitul vehiculat faţă de maxim 1–2% la sistemele închise.

Principalele avantaje ale sistemelor deschise de preparare a apei calde sînt:

— instalaţiile aferente preparării apei calde sînt simple şi ieftine;

— în tot cursul anului cît temperatura apei în conducta de întoarcere este mai mare de 50°C, întregul consum de apă caldă este asigurat numai din această conductă; în restul perioadei, apa se prepară prin amestec;

— folosirea sistemului deschis permite „recuperarea căldurii" din apa rezultată de la instalaţiile de încălzire, ceea ce măreşte cantitatea de căldură preluată util din apa fierbinte.

Una din condiţiile de bază impuse de racordarea deschisă este asigurarea cantităţilor igienico-sanitare şi biologice ale apei din reţea, corespunzător condiţiilor impuse de folosirea sa ca apă caldă de consum. Aceasta necesită măsuri suplimentare pentru tratarea, eventual în p.t., a apei de reţea înainte de a fi utilizată ca apă caldă.

Schimbătoarele de căldură folosite în p.t. se realizează sub formă de aparate secţionale (Fig. P.149). Ele sînt formate din mai multe tronsoane racordate în serie pe partea de agent termic primar şi secundar. Numărul tronsoanelor înseriate şi lungimea unui tronson depinde de suprafaţa de schimb de căldură necesară aparatului. Aparatele pentru încălzire sînt cu ţevi din oţel, prin ele circulînd agentul termic primar (apa fierbinte), iar printre ţevi,

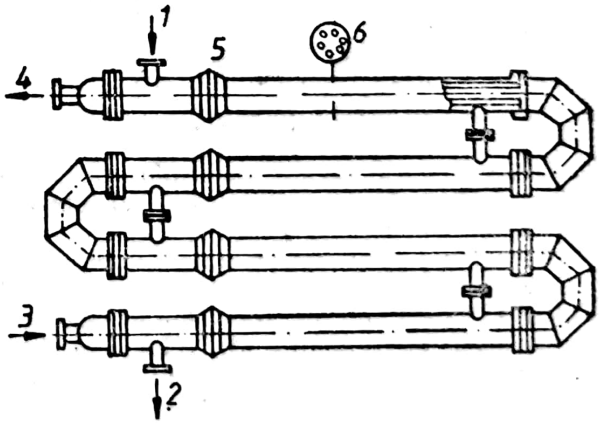


Fig. P.149. Vedere de ansamblu a unui preîncălzitor secţional pentru încălzire:
1, 2 — intrarea şi ieşirea agentului termic secundar (apă caldă); *3, 4* — intrarea şi ieşirea agentului termic primar (apă fierbinte); *5* — compensator de dilatare lenticular (cu burduf); *6* — secţiune transversală.

agentul termic secundar (apa caldă pentru încălzire). Aparatele pentru prepararea apei calde de consum au țevile din alamă, prin ele circulînd agentul secundar (apa caldă de consum), iar printre ele, agentul primar (apa fierbinte). Corpul cilindric al tronsoanelor preîncălzitorului este din oțel. În interior, țevile sînt susținute cu ajutorul unor șicane sudate la corpul aparatului. Pentru preluarea dilatărilor termice, pe corp se montează un compensator lenticular (cu burduf). Pentru realizarea diverselor mărimi ale suprafeței de schimb de căldură se folosesc mai multe tronsoane tip, înseriate.

Ejectoarele apă-apă folosite în **p.t.** la racordarea directă a consumatorilor de încălzire se aleg, în general, în funcție de valoarea de calcul a diferenței de presiune necesară în sistemul de încălzire al consumatorului. Funcționarea elevatorului este caracterizată de coeficientul de amestec (de injecție), pe baza căruia se face dimensionarea termică, hidraulică și geometrică a aparatului.

PUNCT TRIPLU (v. Presiune de saturație). Starea de presiuni și temperaturi la care se află în echilibru stările cristalină, lichidă și de vapori ale unei substanțe.

Conform regulei fazelor a lui Gibbs, într-un sistem avînd k componente, numărul maxim de faze ce se pot afla simultan în echilibrare este $f_{max}=k+2$. În cazul unui sistem cu un singur component ($k=1$), se obține $f_{max}=3$. Condițiile de echilibru ale celor trei faze se stabilesc, plecînd de la echilibrul dintre faze luate două cîte două:

$$p'=p''=p'''=p$$

$$T'=T''=T'''=T$$

$$\mu'(p, T)=\mu''(p, T)-\mu'''(p, T),$$

din care rezultă două ecuații cu două variabile (p și T):

$$\mu'(p, T)=\mu''(p, T)$$

$$\mu''(p, T)=\mu'''(p, T).$$

Aceste ecuații permit determinarea valorilor p și T în cazul echilibrului a trei faze ale unui sistem monocomponent.

Starea de p și T determinată pentru sistemul respectiv se numește **p.t.** Pe diagrama p-T (Fig. P.134 și P.135) **p.t.** se obține la intersecția curbelor de echilibru ale celor trei faze luate două cîte două: solid-lichid, lichid-vapori și solid-vapori.

Pentru apă parametrii **p.t.** sînt $p=0{,}06108$ bar și $t=0{,}0098$°C.

PURJARE. Operație prin care se evacuează o anumită cantitate de apă din tamburul sau/și colectoarele cazanului, în scopul menținerii indicilor de calitate ai apei din cazan. Purja se montează în zonele în care salinitatea apei are valorile cele mai mari. Cantitatea maximă de purjă este de 7% pentru centralele fără turbine, respectiv 5% pentru centralele cu turbine (procentul de purje este calculat în raport cu debitul apei de alimentare). **P.** cazanelor este de două feluri:

— **p.** *intermitentă*, care se face la intervale de timp determinate (o dată pe tură sau pe zi) și are drept scop eliminarea nămolului;

— **p.** *continuă*, care se aplică la cazanele cu țevi de apă; are rolul eliminării surplusului de săruri din cazan, în scopul menținerii indicilor de calitate ai apei din cazan. Tubul de aspirație al purjei continue se amplasează la circa 200 mm sub nivelul minim al apei din tambur, deoarece acolo sărurile au concentrația maximă.

PUTERE. Mărime scalară, egală cu limita raportului dintre energia schimbată de un sistem cu mediul exterior și durata în timp în care s-a efectuat transferul, cînd această durată tinde către zero:

$$P=\lim_{\Delta\tau\to 0}\frac{\Delta W}{\Delta\tau}.$$

P. reprezintă, deci, viteza de transfer sau de transformare a energiei sau, în general, energia transferată sau transformată în unitatea de timp. Ea se definește în raport cu un anumit sens de transfer al energiei, fiind susceptibilă de a fi pozitivă, negativă sau nulă.

În sistemul internațional de unități de măsură, **p.** se măsoară în watt [W] sau în multiplii și submultiplii acestuia [mW; kW; MW; GW; . . .].

Principalele unități pentru măsurarea **p.** și relațiile de echivalență sînt date în tabelul P.29.

Tabelul P.29

Unități de măsurare a puterii. Relații de echivalență

Unitatea de măsură și sistemul de unități de măsură	W	$\frac{\text{kgf}\cdot\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{erg}}{\text{s}}$	CP
1 W (SI)	736	0,1019	10^7	1,36
1 $\frac{\text{kgfm}}{\text{s}}$ (MKF/S)	9,8066	1	$9{,}8066\cdot10^7$	0,0133
1 $\frac{\text{erg}}{\text{s}}$ (CGS)	10^{-7}	$0{,}1019\cdot10^{-7}$	1	$1{,}36\cdot10^{-7}$
1 CP	736	75	$736\cdot10^7$	1

Scanned with OKEN Scanner

În cazul sistemelor fizice, p. se pot clasifica din mai multe puncte de vedere:

— Din *punctul de vedere al sensului în care are loc transferul de energie*, p. poate fi cedată sau primită.

P. cedată (produsă) reprezintă energia sistemului fizic, transferată în unitatea de timp din interior către exterior;

P. primită (absorbită) reprezintă energia transferată în unitatea de timp din exterior către un sistem.

— Din *punctul de vedere al naturii fenomenelor de transfer de energie*, p. poate fi acustică, calorifică, electromagnetică, hidraulică, mecanică, termică etc.

P. acustică reprezintă energia totală radiată de o sursă acustică în unitatea de timp. De exemplu, valorile p. acustice ale cîtorva surse sonore des întîlnite:

— voce normală $(25\cdots50)\cdot10^{-6}$ W	— tobă 0,2 W
— voce puternică 10^{-3} W	— pian 0,3 W
— clarinet $5\cdot10^{-2}$ W	— orgă 13 W
— violoncel 0,16 W	— orchestră mare 50··· 700kW

P. calorifică (Q, H) reprezintă cantitatea de căldură degajată prin arderea completă a unității de combustibil și răcirea gazelor de ardere pînă la 25°C [v. Calorifică (Putere)].

P. hidraulică reprezintă p. disponibilă pentru utilizarea energiei potențiale gravitaționale a unui fluid:

$$P_h = \frac{\rho_g HQ}{102} \text{ [kW]},$$

în care: Q [m³/s] este debitul de fluid; H [m] — înălțimea brută de cădere; ρ [kg/m³] — densitatea fluidului; g [m/s²] — accelerația gravitațională ($g=9{,}81$ m/s²).

Pentru un curent de apă se folosesc relațiile:

$$P=9{,}81Q\cdot H \text{ [kW]}$$

sau

$$P=13{,}33Q\cdot H \text{ [CP]},$$

în care Q este introdus în m³/s, iar H, în m.

În cazul unui curs de apă, între două secțiuni există o diferență de putere hidraulică:

$$\Delta P=\rho\cdot g\cdot Q\cdot\Delta H\cdot\simeq\rho gQ\Delta z,$$

care, în curgerea naturală, se consumă în pierderile prin frecare în curgerea apei și în pierderile determinate de deformarea albiei (erodare și transportul aluviunilor). Această p., denumită și potențial hidroenergetic, poate fi folosită prin amenajarea sectorului de rîu considerat și prin transformarea p. hidraulice în putere mecanică (în turbina hidraulică), iar apoi transformarea p. mecanice în p. electrică (în generatorul electric), transformările făcîndu-se cu pierderi de putere, inevitabile, care pot fi înglobate într-un randament total al amenajării

$$P_{el}=\eta_t\cdot\Delta P.$$

Dacă pentru o conductă este intercalată o pompă hidraulică, aceasta transferă curentului de lichid o p. hidraulică suplimentară

$$\Delta P=\frac{P_p}{\eta_p},$$

în care P este p. pompei, iar η_p — randamentul global al acesteia.

P. mecanică reprezintă energia transferată în unitatea de timp sub formă de lucru mecanic.

P. termică reprezintă energia transferată sub formă de căldură în unitatea de timp, adică viteza de cedare sau primire a căldurii (fluxul termic):

$$q=\lim_{\Delta\tau\to0}\frac{\Delta Q}{\Delta\tau} \text{ [kW]},$$

unde ΔQ [kJ] este căldura schimbată de sistem cu exteriorul, iar $\Delta\tau$ [s] — durata schimbului. P. termică se poate transfera prin radiație, convecție sau conducție.

— Din *punctul de vedere al valorii proprii-zise*, p. poate fi: instantanee, maximă (sau minimă) și medie.

P. instantanee reprezintă p. dezvoltată sau absorbită de un sistem la un moment dat, în timpul funcționării sale.

P. maximă (sau minimă) reprezintă limita maximă (respectiv minimă) a p. dezvoltate sau primite de un sistem în timpul funcționării sale.

P. medie reprezintă valoarea mediată într-un interval dat de timp a p. instantanee.

$$P_{med}=\frac{1}{\tau_2-\tau_1}\int_{\tau_1}^{\tau_2}P_d\tau$$

După tipul constructiv, destinația și condițiile de funcționare ale sistemelor tehnice, se pot defini mai multe feluri de p. Astfel, în *cazul mașinilor și instalațiilor termice*, utilizate pentru producerea, transportul sau transformarea energiei, se întîlnesc o serie de noțiuni specifice de p., ca de exemplu:

Scanned with OKEN Scanner

— **P. nominală**, reprezentînd valoarea p. pentru care a fost construit sistemul respectiv;

— **P. instalată**, care reprezintă p. nominală a unei mașini motoare (motor termic, electric etc.) sau generatoare (generator electric) ce este înscrisă pe placa indicatoare;

— **P. utilă**, care reprezintă p. cedată de un sistem (la un motor, p. utilă este, în general, p. disponibilă la arborele motorului);

— **P. continuă**, reprezentînd p. maximă pe care o poate dezvolta o mașină de forță în regim continuu de funcționare, în condiții prescrise (de exemplu, fără depășirea încălzirii admisibile);

— **P. economică**, care reprezintă p. unui motor, corespunzătoare regimului de funcționare cu un consum minim de combustibil;

— **P. la altitudine**, care reprezintă p. dezvoltată de un motor la o anumită altitudine (la avioane, p. la o anumită altitudine depinde de condițiile de zbor și de funcționare ale motorului);

— **P. la sol**, care reprezintă p. dezvoltată de un motor de avion la sol, în atmosfera standard. Motoarele de avion dezvoltă p. maxim la sol, valoarea acesteia scăzînd cu creșterea altitudinii (din cauza scăderii densității aerului);

— **P. de antrenare** (absorbită), necesară antrenării unei mașini (generator sau mașină de lucru), egală cu p. absorbită plus pierderile generate de sistemul de cuplare;

— **P. efectivă a motorului cu ardere internă** care reprezintă p. disponibilă la arborele cotit al motorului.

Energia mecanică dezvoltată în cilindrul motorului prin transformarea căldurii degajate de arderea combustibilului este denumită **p. indicată** și reprezintă lucrul mecanic indicat al ciclului, respectiv, lucrul mecanic efectuat într-un ciclu de un cilindru (exprimat în J/ciclu.), [v. Indici caracteristici ai motoarelor cu ardere internă]. Pentru un motor cu i cilindri, care realizează n_c cicli/s, rezultă:

$$P_i[\text{kW}] = L_i[\text{J/ciclu, cil}] \cdot i[\text{cil}] \cdot n_c\ [\text{cicli/s}] \cdot 10^{-3}.$$

Se înlocuiesc expresiile L_i și n_c:

$L_i = p_i \cdot V_s$ [J] (v. Presiune medie) unde p_i este presiunea medie indicată [N/m^2], iar V_s — volumul cilindrului [m^3];

$$n_c = \frac{n}{30\tau}\ [\text{cicli/s}],$$

n fiind turația arborelui cotit [rot/min], iar τ — numărul de timpi.

Exprimînd p_i în daN/cm^2 și V_s în dm^3, relația de calcul a p. indicate devine:

— în sistemul internațional:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot i \cdot n}{300\tau}\ [\text{kW}];$$

— în sistemul tehnic:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot i \cdot n}{225\tau}\ [\text{CP}].$$

O parte din energia dezvoltată în cilindru este utilizată pentru compensarea pierderilor datorate frecărilor cuplurilor de uzură, antrenării agregatelor auxiliare ale motorului, precum și lucrului mecanic de pompaj (v. Indici caracteristici ai motoarelor cu ardere internă). Expresia p. efective a motorului, ținînd seama de această precizare, este:

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot i \cdot n}{225\tau}\ [\text{CP}],$$

p_e fiind presiunea medie efectivă [kgf/cm^2].

Practic, p. efectivă a motoarelor cu ardere internă se determină la standul de probe, prin măsurarea momentului motor și a turației arborelui:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{716}\ [\text{CP}].$$

— **P. de funcționare**, p. cu care funcționează o mașină termică, corespunzătoare curbei caracteristice de p. a sistemului antrenat;

— **P. de regim**, p. dezvoltată de o mașină termică la regimul normal de funcționare; poate fi diferită de p. nominală și de p. continuă.

— **P. litrică**, care reprezintă raportul între p. efectivă maximă a unui motor cu ardere internă și cilindreea motorului:

$$P_e = \frac{p_e}{V_h} = \frac{p_e \cdot n}{225\tau}\left[\frac{\text{CP}}{\text{l}}\right.$$

unde: p_e este p. medie efectivă a motorului [kgf/cm^2]; n — turația arborelui [rot/min]; τ — numărul de timpi.

P. litrică reprezintă un indice de perfecțiune al motorului cu ardere internă, precizînd p. maximă realizată de unitatea de cilindree.

PUTERI ÎN CENTRALE ELECTRICE. Puteri care intervin în funcționarea centralelor electrice, definite prin STAS 2551-69. În figura P.150 este dată o reprezentare grafică a acestor noțiuni.

Scanned with OKEN Scanner

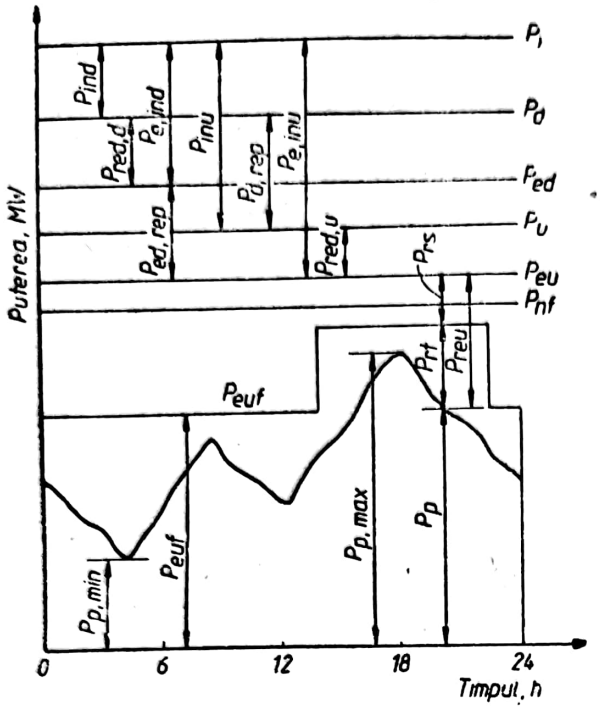


Fig. P.150. Modul de acoperire a curbei de sarcină și modul de definire a puterilor în centralele electrice (notații conform textului).

Semnificația puterilor definite în figura P.150 este următoarea:

Puterea produsă momentan, P_p, este puterea produsă într-un moment oarecare de centrala electrică, măsurată la bornele generatoarelor. Se mai utilizează și noțiunile de *putere produsă minimă*, $P_{p,min}$, care apare de regulă la golul de noapte al curbei de sarcină și de *putere produsă maximă*, $P_{p,max}$, care apare de obicei la vîrful de seară al curbei de sarcină.

Curba de sarcină zilnică $P_p=f(\tau)$ poate fi aproximată fie prin considerarea puterii măsurate ca medie a puterii produse în intervalul de timp dintre două măsurări, fie prin considerarea unei variații liniare a puterii între două măsurări. Curba de sarcină se caracterizează printr-un vîrf de putere cerut de rețea, dimineața și un vîrf de seară $P_{p,max}$. Puterea minimă $P_{p,min}$ apare la golul de noapte, iar o putere mai redusă se înregistrează la prînz. Raportul dintre aceste mărimi $\alpha=P_{p,min}/P_{p,max}$ este diferit de la sistem la sistem și depinde în mod esențial de structura consumatorilor. Pentru un sistem energetic $\alpha=0{,}4\cdots 0{,}9$. Industria cu procese tehnologice continue și constante în cele trei schimburi aplatizează curba de sarcină. Consumul urban (activități administrative, activitatea comercială, consumul casnic, iluminatul public și transportul în comun) conduce la dezechilibrarea curbei de sarcină și accentuarea vîrfului de seară. La acești consumatori raportul α poate coborî pînă la valoarea 0,2.

Puterea efectiv utilizabilă în funcțiune, P_{euf}, este cea mai mare putere activă la bornele generatoarelor electrice, pe care o poate dezvolta centrala în regim de durată cu instalațiile în funcțiune în momentul considerat.

Puterea instalată, P_i, este suma puterilor instalate ale grupurilor electrogene din centrală, respectiv suma puterilor nominale ale generatoarelor electrice înscrisă pe plăcuța lor indicatoare sau în documentația fabricii constructoare.

Puterea disponibilă, P_d, este suma puterilor disponibile ale grupurilor electrogene din centrală, respectiv suma celor mai mari puteri pe care acestea le pot dezvolta în regim de funcționare de durată, cu respectarea condițiilor de siguranță mecanice și electrice. Diferența $P_{ind}=P_i-P_d$ definește puterea indisponibilă.

Puterea efectiv disponibilă, P_{ed}, este cea mai mare putere activă în regim de funcționare de durată, luînd în considerare puterea indisponibilă și reducerile de putere datorită condițiilor locale, permanente sau temporare. Diferențele $P_{red,d}=P_d-P_{ed}$ reprezintă reducerea de putere disponibilă, iar $P_{e,ind}=P_i-P_{ed}=P_{ind}+P_{red,d}$ este puterea efectiv indisponibilă.

Puterea utilizabilă, P_u, reprezintă suma puterilor utilizabile ale grupurilor electrogene, respectiv a puterilor disponibile ale grupurilor care nu sînt în reparație în perioada respectivă. Diferența $P_{d,rep}=P_d-P_u$ este puterea disponibilă în reparație, iar diferența $P_{inu}=P_i-P_u=P_{ind}+P_{d,rep}$ reprezintă puterea inutilizabilă.

Puterea efectiv utilizabilă, P_{eu}, este cea mai mare putere activă posibilă de dezvoltat de grupurile care nu sînt în reparație, în condițiile definitorii pentru puterea efectiv disponibilă. Diferența $P_{ed,rep}=P_{ed}-P_{eu}$ este puterea efectiv disponibilă în reparație, $P_{red,u}=P_u-P_{eu}$ este reducerea de putere utilizabilă, iar $P_{e,inu}=P_i-P_{eu}=P_{e,ind}+P_{ed,rep}$ este puterea efectiv inutilizabilă.

Se mai definesc puterea nominală în funcțiune, P_{nf} puterea efectivă în funcțiune la un moment dat și puterea de suprasarcină, P_s, reprezentînd puterea produsă peste puterea instalată.

STAS 2551-69 definește încă unele noțiuni de rezervă de p. în c.e., adică ale acelor puteri care în anumite împrejurări pot fi folosite, cînd apare necesitatea în exploatare și anume:

Puterea în rezerva turnantă, P_{rt}, diferența dintre puterea efectiv utilizabilă în funcțiune, P_{euf}, care se modifică prin pornirea și oprirea unor grupuri electrogene cu putere efectiv utilizabilă dată și puterea produsă momentan de centrală, P_p; această rezervă poate varia în trepte de putere de la un moment

la altul și se numește astfel, deoarece se găsește încorporată în mașini care se rotesc (în funcțiune), deci $P_{rt}=P_{cuf}-P_p$;

— **Puterea în rezervă statică**, P_{rs}, diferența dintre puterea efectiv utilizabilă și puterea efectiv utilizabilă în funcțiune a centralei, adică $P_{rs}=P_{cu}-P_{cuf}$. Și această putere poate varia de la un moment la altul și este reprezentată de mașinile care sînt în repaus, dar care ar putea intra în funcțiune. Suma de puteri $P_{rcu}=P_{rt}+P_{rs}=P_{cu}-P_p$ definește puterea totală în rezervă efectiv utilizabilă.

Definițiile date mai sus se aplică atît puterilor reale (active), în kW sau MW, cît și puterilor reactive, în kvar sau Mvar, precum și puterilor aparente, în kVA și MVA.

Scanned with OKEN Scanner

R

RACHETA. Vehicul (aparat de zbor) fără echipament de susținere, prevăzut cu un motor reactiv și propulsat prin reacțiune directă cu ajutorul unui jet de gaze obținut prin arderea unui combustibil chimic solid sau lichid. În principiu, **r.** este alcătuită din: corpul **r.**, ampenajul stabilizator, compartimentul instalației de forță, rezervoarele de combustibil, compartimentul cu aparatură de dirijare, compartimentul cu încărcătură utilă (aparate de măsură științifice sau încărcătură de luptă).

R. poate fi dirijată sau nedirijată (fără aparatură de dirijare), cu ampenaj stabilizator sau fără ampenaj stabilizator.

Dirijarea **r.** se poate realiza prin: teledirijare (prin radio, prin fir, prin radiolocație, prin satelit, prin laser etc.); dirijare automată pe bază de program; autodirijare (activă, pasivă sau semiactivă); dirijare mixtă (în sistem combinat).

Constructiv, **r.** pot fi cu o singură treaptă sau cu mai multe trepte (compuse). În funcție de destinație, **r.** se împart în: **r.** militare (**r.** proiectil, balistice, antitanc, antiaeriene sol-aer, incendiare, intercontinentale, de avion aer-sol și aer-aer etc.); **r.** sondă; **r.** meteorologice; **r.** purtătoare de sateliți (orbitale, cosmice sau spațiale); **r.** navete spațiale.

În cazul **r.** purtătoare de sateliți sau navetelor spațiale, viteza ce trebuie imprimată depinde de traiectoria pe care urmează să se înscrie sateliții. Astfel, pentru orbite circulare în jurul pământului aflate la înălțimea h (km) de la suprafața acestuia, viteza necesară de lansare se calculează cu relația:

$$w = R\sqrt{\frac{g}{R+h}} \text{ [km/s]},$$

unde R este raza Pământului [km], iar g — accelerația gravitației [km/s^2]. Neglijînd înălțimea, termenul h față de R și considerînd $R = 6\,400$ km și $g = 0{,}00981$ km/s^2, se obține valoarea primei viteze cosmice $w_1 \approx 7{,}9$ km/s ce asigură înscrierea **r.** pe o orbită circulară cu centrul în centrul Pământului. Pentru ca **r.** să scape de atracția Pământului este necesar să i se imprime o viteză w_2 care să îi asigure o energie cinetică cel puțin egală cu viteza potențială pe care ar avea-o, dacă ar fi la o distanță la care atracția Pământului asupra ei ar fi nulă:

$$\frac{mw_2^2}{2} = E_{max} = mgR \Rightarrow w_2 = \sqrt{2gR} \text{ [km/s]}.$$

Considerînd pentru R și g valorile menționate, se obține valoarea celei de a doua viteze cosmice $w_2 \approx 11{,}2$ km/s. Ținînd seama și de rezistența aerului, viteza de scăpare de forța de atracție a Pământului trebuie să fie ceva mai mare. Pentru viteze w, cuprinse între ($7{,}9$ km/s$<$ $< w < 11{,}2$ km/s), traiectoria **r.** este de forma unei elipse circumscrise Pământului.

Ieșind din zona de atracție a Pământului, **r.** cosmică este supusă atracției Soarelui și capătă o mișcare orbitală eliptică în jurul acestuia, asemănătoare mișcării Pământului. Pentru a scăpa și de atracția Soarelui **r.** trebuie să capete un plus de viteză față de viteza Pământului în jurul Soarelui a cărei valoare este $w_p \approx 29{,}7$ km/s, notată cu w_s:

$$w_s = w_p\left(\frac{w_2 - w_1}{w_1}\right) = 29{,}7\,\frac{11{,}2 - 7{,}9}{7{,}9} =$$

$$= 12{,}4 \text{ [km/s]}.$$

Deci, viteza de lansare a **r.** pentru a scăpa de atracția Pământului și de cea a Soarelui trebuie să fie mai mare ca:

$$w_3 > \sqrt{w_2^2 + w_2^2} = \sqrt{11{,}2^2 + 12{,}4^2} = 16{,}7 \text{ [km/s]}.$$

Folosind datele menționate mai înainte, se obține valoarea celei de a treia viteze cosmice: $w_3 \approx 16{,}7$ km/s.

R. simplă este un corp de forma unui proiectil, cu o deschidere (ajutaj) la unul din capete

și a cărei propulsie se obține prin expulzarea sub presiune a unui fluid din interior. Pentru o r. lansată vertical de la sol cu o viteză inițială w_0 și care la un moment oarecare τ se va găsi la o distanță x de sol, viteza w de deplasare, distanța parcursă și forța de propulsie (ascendentă) F se pot calcula cu relațiile:

$$w=w_0+w_e \ln\frac{m_0}{m} \quad \text{(formula lui K. F. Țiolkovski)}$$

$$x=w_0\tau-\frac{1}{2}g\tau+w_e\int\left(\ln\frac{m_0}{m}\,d\tau\right)$$

$$F=-\frac{dm}{d\tau}w_e,$$

unde: w_e este viteza relativă de ieșire a gazelor din ajutajul de reacție în raport cu r.; m_0 — masa inițială a r. în stare de repaus; m — masa r. la viteza de deplasare, cuprinsă între w_0 și w_e și variabilă în funcție de viteză; g — accelerația gravitației.

Pentru variația masei m se poate utiliza una din relațiile lui A. A. Kosmodemianski, pentru:

$m=m_0(1-\alpha\tau)$ — în cazul în care forța de propulsie este constantă;

$m=m_0e^{-\alpha\tau}$ — în cazul în care forța de propulsie este variabilă, α fiind o constantă experimentală.

Rezultă:

— în prima ipoteză (forța de propulsie este constantă):

$$w=w_0-g\tau-w_e\ln(1-\alpha\tau)$$

$$x=w_0\tau-\frac{1}{2}g\tau^2+\frac{w_e}{\alpha}[(1-\alpha\tau)\ln(1-\alpha\tau)+\alpha\tau]$$

$$F=m_0\alpha w_e=\text{const};$$

— în a doua ipoteză (forța de propulsie este variabilă):

$$w=w_0-g\tau+\alpha w_e\tau$$

$$x=w_0\tau-\frac{1}{2}g\tau^2+\frac{\alpha w_e}{2}\tau^2$$

$$F=m_0\alpha w_e e^{-\alpha\tau}$$

Deci, în ambele ipoteze, accelerația este constantă:

$$\frac{F}{m}=\alpha w_e=\text{const}.$$

R. compusă sau multietajată este alcătuită din mai multe trepte. Fiecare dintre trepte este o r. completă, cu combustibilul și camera sa de ardere, construită astfel, încît să asigure transportul său și al tuturor treptelor superioare. După consumarea combustibilului dintr-o treaptă, aceasta se desprinde și, concomitent, intră în funcțiune treapta imediat superioară. Prin aceste delestări ale treptelor anterioare, masa r. se micșorează mult și rapid și, în consecință, forța de propulsie produsă de energia cinetică a gazelor ce ies din ajutajul de reacție și provenite din arderea combustibilului din rezervor imprimă r. o accelerație mai mare, r. ajungînd la o viteză mai mare decît ar fi rămas întreagă. De regulă, se impune condiția ca rapoartele de masă ale treptelor să fie proporționale cu rapoartele de masă proprie ale propulsoarelor corespondente:

$$\frac{u_1}{\nu_1}=\frac{u_2}{\nu_2}=\ldots=\frac{u_j}{\nu_j},$$

unde u_i este raportul dintre masa inițială și finală (la sfîrșitul arderii) a fiecărui propulsor (trepte), iar ν_i — raportul dintre masă inițială și finală a fiecărei trepte.

Viteza totală imprimată părții utile a r. compuse este egală cu suma vitezelor imprimate de fiecare propulsor:

$$w^*=w_1^*+w_2^*+\ldots+w_j^*=w_0\ln(\nu_1,\nu_2,\ldots,\nu_j)=$$

$$=w_e\cdot\ln N,$$

unde w_e este viteza medie relativă de ieșire a gazelor din ajutajul de reacțiune (considerată constantă) în raport cu r. De regulă w_e are valori de 2 ···2,5 km/s (valorile mai ridicate sînt pentru r. mari). De exemplu, pentru o r. multietajată în trei trepte la care rapoartele de masă pentru fiecare treaptă sînt egale cu $3\left(\nu_I=\nu_{II}=\nu_{III}=\frac{m_0}{m}=3\right)$ iar vitezele de curgere ale jeturilor de gaz sînt egale cu 2,4 km/s, se obține la sfîrșitul arderii combustibilului din treapta a treia, viteza $w_{III}=2{,}4\ln(3\cdot3\cdot3)\approx 7{,}91$ km/s, adică prima viteză cosmică.

R. cosmice sînt r. multietajate ce au la lansare cîteva zeci de metri înălțime și sînt încărcate cu sute de tone de combustibil. Întregul combustibil arde în circa 5···10 min, iar ghidarea în această fază trebuie să fie cît mai precisă pentru ca restul traiectoriei pe sute de mii de kilometri (respectiv pe zeci și sute de ore) să corespundă celei calculate.

R. nedirijate sînt, în majoritatea cazurilor, proiectile balistice reactive, folosite pentru atingerea țintelor pînă la o distanță de 50 km. Traiectoria r. nedirijate se compune dintr-o porțiune activă (pe care are loc arderea rezervei de combustibil de la bordul r.) și o porțiune pasivă (pe care r. se deplasează datorită energiei cinetice înmagazinate pe porțiunea

Scanned with OKEN Scanner

activă). Pe porțiunea activă, masa r. se reduce continuu, mișcarea fiind aceea a unui corp cu masă variabilă ce se deplasează sub acțiunea unei forțe de propulsie reactive, preponderentă față de forțele exterioare. Pe porțiunea pasivă a traiectoriei, mișcarea r. nu se deosebește de cea a unui proiectil de artilerie, astfel că pentru calculul traiectoriei se pot folosi metodele obișnuite ale balisticii.

Viteza maximă la sfîrșitul porțiunii active a traiectoriei poate fi calculată cu formula lui Țiolkovski:

$$w_{max} = w_e \ln \frac{m_0}{m_p},$$

unde: w este viteza efectivă de ieșire a gazelor din ajutajul de reacție ($w_e = w_0 - \frac{p_e - p_0}{m} A_0$; w_0 și p_e fiind viteza și presiunea medie a gazelor în secțiunea de ieșire din ajutaj; p_0 — presiunea atmosferică; $\dot{m}$ — debitul masic de gaze arse; A_0 — secțiunea de ieșire a ajutajului de reacție; în general, se consideră $w_e \approx w_0$; m_0 — masa inițială a r.; m_p — masa pasivă a r. (masa ei fără masa combustibilului).

R. ghidate reprezintă, de regulă, r. balistice cu raza scurtă și medie de acțiune de 50···800 km și cele cu raza lungă de acțiune (intercontinentale) de 1 000···5 000 km. R. balistice sînt echipate cu un aparat automat de stabilizare, care asigură zborul, stabil în direcția impusă. R. balistică se lansează vertical în sus, iar după ce a ajuns la o viteză de urcare suficientă, se înclină la un unghi puțin mai mic de 45° față de orizont și se îndreaptă spre țintă. La atingerea vitezei și a direcției impuse, motorul se oprește, după care r. își continuă zborul ca proiectil. Viteza maximă de zbor a r. ghidate (balistice) este de circa 1,5 km/s. Pentru distanțe mai mari se folosesc r. balistice cu două sau mai multe etaje. Astfel, pentru distanțe pînă la 550 km se folosesc r. cu un etaj, pentru 550 pînă la 2 150 km, r. cu două etaje și pentru distanțe de 2 150—5 000 km, r. cu trei etaje.

RADIATOR. Schimbător de căldură, folosit la multe mașini termice pentru răcirea mediului de răcire a lor și a uleiului de ungere. R. propriu-zise sînt cele în care are loc schimbul de căldură dintre apă sau alt lichid de răcire al mașinii și aerul ambiant. Lichidul de răcire este continuu recirculat prin mașină. R. este o construcție segmentară din mai multe elemente etanșe, cu suprafața mare de schimb de căldură pe unitate de volum (canale plate formate din table, țevi), fixate între două bazine închise. Prin interiorul țevilor sau canalelor circulă lichidul de răcire și prin exterior, de obicei, perpendicular pe ele, aerul de răcire (Fig. R.1).

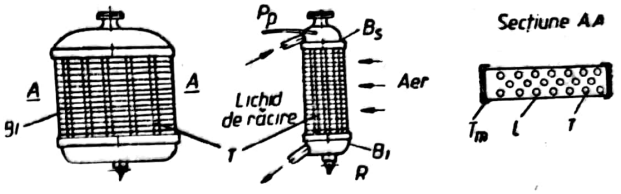


Fig. R.1. Construcția de principiu a radiatoarelor motoarelor de autovehicule:
Bl — blocul de radiator; B_s — bazin superior; B_i — bazin inferior; *T* — țevi de lichid; *L* — lamelă de răcire; T_m — tablă de margine; *P* — țeavă de preaplin; *R* — robinet de golire.

Pentru unele instalații termice, r., deși îndeplinește aceeași funcție poartă denumiri specifice, ca de exemplu, turn de răcire, condensor de abur, răcitor de ulei etc. Denumirea de r. se mai folosește, însă, și pentru elemente de încălzire ale construcțiilor sau pentru încălzitoare de puteri mici (ex.: elemente de calorifer, radiator electric etc.), precum elementele de răcire a unor piese ce degajă căldură (ex.: diode de putere în electronică).

În r., lichidul cald ce trece prin interiorul țevilor, cedează căldură, prin radiație și convecție aerului exterior ce trece peste ele. Lichidul de răcire poate fi apă, apă amestecată cu lichid antigel, ulei, sau alt lichid. Se folosesc și r. aer-aer cum este cazul pentru răcirea aerului de supraalimentare la unele motoare diesel sau a aerului comprimat de un compresor, pentru care de obicei se folosește denumirea de răcitoare. La avioanele cu motoare cu piston, răcite cu lichid, apa se înlocuiește sau se amestecă cu glicol.

Materialul inițial din care se confecționează țevile r. a fost cuprul sau aliajele de cupru, tombacul și alama, cuprul avînd însă cele mai ușoare calități de prelucrare, dar o rezistență mică la solicitări mecanice. La autovehicule se utilizează construcții din țevi de cupru sau de tombac și aripioare de alamă.

Cu timpul, construcția r. s-a perfecționat și totodată s-a ieftinit. Țevile de cupru sau alamă laminate s-au înlocuit cu țevi plate trase sau confecționate din bandă de tablă de alamă îndoită și lipită și s-au construit blocuri de r. în construcție fagure sau cu celule șerpuitoare, confecționate din benzi de tablă ștanțate și lipite, introducîndu-se și blocuri construite din elemente de r. interschimbabile (Fig. R.2). Se confecționează și r. din fier care, însă, sînt mai grele decît cele din cupru, din care cauză sînt folosite la mașinile de puteri mari și stabile. Cu rezultate mai bune s-au asimilat, în ultima perioadă, r. din aluminiu. Ele se confecționează din benzi de aluminiu placate cu un aliaj cu punct de topire mai scăzut. Din acestea se execută blocuri de r. care sînt fixate unul de altul prin presare

Scanned with OKEN Scanner

într-un dispozitiv special. Ansamblul se introduce într-o baie de săruri topite, în care aliajul de la suprafață se topește și tablele se lipesc.

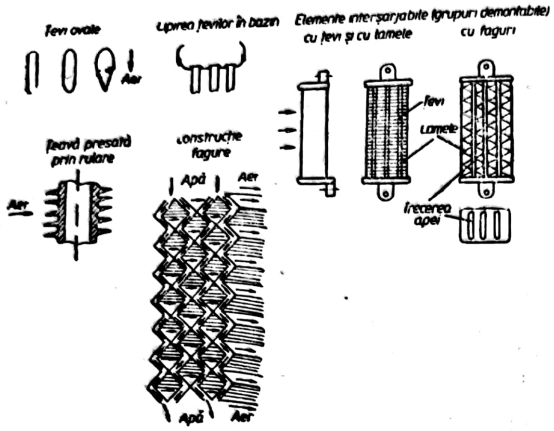


Fig. R.2. Detalii de construcție a radiatoarelor.

Pentru mărirea eficienței **r.** se urmărește realizarea unei diferențe cît mai mari de temperatură între apa de răcire și aerul ambiant. Aceasta se obține prevăzînd circuitul de răcire cu supape „de respirație". În acest fel, apa poate ajunge la 100···110°C fără să fiarbă, sporind cu 20···30°C diferența de temperatură medie între fluide și reducînd în același timp dimensiunile **r.** Supapele de suprapresiune se completează cu o a doua supapă care permite intrarea aerului, atunci cînd se răcește instalația și apare o presiune mai joasă decît cea atmosferică, de unde și numele de supape de respirație (la presiune prea mare evacuînd aer, iar la una mică decît cea atmosferică admițînd aer în circuit).

RADIAȚIE NUCLEARĂ. Particule de materie, care se deplasează cu viteze mari (α, β, neutroni) și cuante de energie (fotoni γ), emise de către nuclee atomice în diferite reacții nucleare. Se menționează că în practică se folosește termenul de „radiație" pentru a include atît particulele de materie, cît și radiația electromagnetică.

Particulele α reprezintă nuclee de heliu, alcătuite din doi protoni și doi neutroni, cu masa de circa 4 unități atomice de masă (1 uam = $1{,}66 \cdot 10^{-24}$ g), avînd două sarcini electrice elementare pozitive. Particulele β sînt particule elementare, reprezentînd electroni cu masa de 1/1840 din masa unui proton, respectiv de 0,00055 uam și cu o sarcină electrică elementară negativă. Radiațiile γ sînt radiații electromagnetice (cuante de energie sau fotoni) cu energie ridicată, lungimi de undă mici, lipsite de sarcini electrice; radiațiile γ însoțesc în mod frecvent emisiile de particule α și β, fiind întotdeauna generate în reacțiile de fisiune.

Procesele din reactoarele nucleare sînt însoțite de emisia de **r.n.** de diverse tipuri (α, β, γ, neutroni). Studiul interacțiunii **r.n.** cu materialele prezintă interes pentru proiectarea, funcționarea și siguranța acestor echipamente.

Interacțiunea **r.n.** cu materialele. Particulele α și β la trecerea prin materiale, datorită sarcinilor electrice pe care le dețin, pot produce ionizarea acestora (formarea de ioni perechi: electron extras – restul de atom încărcat pozitiv). Intensitatea ionizării, exprimată prin ionizarea specifică, este în aer la presiunea atmosferică de 50 000—100 000 perechi de ioni/cm pentru particulele α și de 30—300 perechi de ioni/cm pentru particulele β. Radiațiile γ, nefiind încărcate electric, produc direct o ionizare relativ redusă, în schimb, indirect, datorită formării de electroni la trecerea lor prin materiale, produc o ionizare importantă. Absorbția de particule α sau β într-un material este caracterizată prin distanța de ionizare R (parcursul particulelor prin material pînă în punctul în care ionizarea încetează). Stoparea **r.n.** este cu atît mai mare, cu cît densitatea materialului este mai mare. În aer particulele α au $R = 2{,}5 \cdots 3{,}6$ cm, fiind absorbite de o foaie de hîrtie. Particulele α nu sînt periculoase pentru plante, animale sau oameni, cu excepția cazului în care substanța α-radioactivă nu a pătruns în corpul uman. Particulele β, fiind mult mai ușoare, sînt supuse la acțiuni electrostatice, avînd o traiectorie neregulată; avînd un spectru larg de energii, distanța de ionizare R depinde de energia particulei β (0,11 m la 0,1 MeV, 3,7 m la 1 MeV, 13 m la 3 MeV în aer). Radiațiile β, deși sînt mai penetrante decît radiațiile α, pot fi ușor stopate de o foaie subțire de metal. Radiațiile β pot produce arsuri ale pielii, iar substanțele β-radioactive odată intrate în corpul uman au efecte nocive.

Radiația γ interacționează cu materia în următoarele trei moduri:

a) Efectul fotoelectric este produs de un foton de radiație γ cu o energie E mai mare decît energia de legătură L a unui electron față de nucleu, care îl poate expulza pe acesta din atom (numit fotoelectron), imprimîndu-i energia cinetică dată de diferența $E - L$.

b) Efectul Compton reprezintă ciocnirea elastică dintre un foton γ și un electron dintr-un material absorbant, cînd o parte din energie este transferată electronului, restul de energie (mai mică decît a fotonului incident) fiind preluată de fotonul deviat.

c) Producerea de ioni perechi apare la trecerea unui foton γ cu o energie $E \geq 1{,}02$ MeV prin apropierea nucleului unui atom, cînd, datorită cîmpului electric puternic, fotonul γ poate fi anihilat și transformat într-o pereche electron-pozitron, particule care se pot recom-

bina ulterior, producînd un foton cu o energie mai mică decît a fotonului inițial.

Radiațiile γ sînt deosebit de penetrante. La trecerea prin materiale intensitatea radiației γ scade în mod exponențial, după o relație de tipul:

$$I_x = I_0 e^{-\mu x} [\text{MeV/cm}^2 \cdot \text{s}],$$

în care I_0 este intensitatea fasciculului incident de radiații γ [MeV/cm^2 · s]; x — distanța [cm]; I_x — intensitatea fasciculului după parcurgerea grosimii x de material absorbant [MeV/cm^2 · s], μ — coeficientul de atenuare al materialului, care depinde de natura materialului (densitate) și de energia radiației γ [cm^{-1}].

Cele mai eficiente materiale absorbante de radiații γ sînt cele cu densitate ridicată (plumb, fier.

Pentru neutroni — v. Neutron

RADIAȚIE TERMICĂ. Proces de transfer al căldurii de la un corp cu temperatură ridicată la un corp cu temperatură coborîtă, corpurile fiind separate în spațiu. Schimbul de căldură prin radiație se datorește naturii electromagnetice a energiei transferate sub formă de cuante de energie.

Termenul de „radiație" este aplicat tuturor fenomenelor cu unde electromagnetice; în transferul de căldură prezintă interes, însă, numai acele fenomene care sînt rezultatul temperaturii și care pot transporta energie printr-un mediu transparent sau prin spațiu. Energia transmisă în acest fel este denumită **r.t.**

Mecanismul de transformare a energiei termice în energie radiantă, pe baza interpretării lui Planck, se poate prezenta astfel: în urma unui șoc termic (dintre molecule, atomi, electroni liberi) în interiorul unui corp, electronii unui atom sînt scoși din starea de echilibru și trec de la un nivel de energie la altul (de pe o orbită pe alta). La revenirea în poziția inițială (la nivelul de energie inițial), care reprezintă o stare de stabilitate mai mare, energia termică primită în urma șocului se eliberează sub forma undelor electromagnetice care se emit în spațiu.

R.t. este astfel rezultatul transformării energiei interne a corpurilor în energie a undelor electromagnetice cu o lungime de undă variind între 0,1 μm și 100 μm, cuprinzînd domeniul radiațiilor vizibile și infraroșii.

Schimbul de căldură prin **r.t.** se realizează de la distanță, fără contact direct între corpuri. Fenomenul are sens dublu: un corp radiază energie, dar și absoarbe energia emisă sau reflectată de corpurile înconjurătoare. La corpurile solide și lichide, transformarea energiei electromagnetice în energie termică are loc în straturile superficiale, iar la corpurile gazoase, în volum. Transferul de căldură prin r.t. devine din ce în ce mai important cu creșterea temperaturii corpului. În aplicațiile tehnice care implică temperaturi apropiate de cele ale mediului ambiant, **r.t.** poate fi neglijată în comparație cu transferul de căldură prin convecție.

Fluxul de **r.t.** Q incident pe suprafața unui corp se distribuie astfel: QA este absorbit, QR este reflectat; QD străbate corpul (este difuzat), ecuația de conservare fiind:

$$Q = QA + QR + QD \text{ [W]}; \quad A + R + D = 1,$$

unde A este coeficientul de absorbție, R — coeficientul de reflexie și D — coeficientul de difuzie (permeabilitate). Coeficienții A, R și D pot lua valori cuprinse între 0 și 1, în funcție de natura corpului, starea suprafeței, spectrul radiației incidente și temperatură.

Corpul negru absolut absoarbe toate radiațiile incidente ($A=1$; $R=D=0$). Corpul alb reflectă toate radiațiile incidente ($R=1$; $A=D=0$). Corpul diaterm este transparent pentru toate radiațiile incidente ($D=1$; $A=R=0$). Corpul cenușiu absoarbe pe toate lungimile de undă o anumită proporție din radiațiile incidente ($A<1$); în aplicațiile tehnice, corpurile sînt cenușii. Suprafața unui corp se numește lucie, dacă ea reflectă radiația incidentă într-o direcție determinată, unghiul de incidență fiind egal cu cel de reflexie. Suprafața se numește mată, dacă reflectă radiația incidentă în toate direcțiile. Radiația monocromatică corespunde unei anumite frecvențe de oscilație ν sau unei anumite lungimi de undă λ. Radiația integrală cuprinde întregul spectral de radiație cu λ variind de la 0 la ∞.

Fluxul radiant unitar (puterea totală de emisie) E reprezintă fluxul radiat de unitatea de suprafață a unui corp în toate direcțiile și pe toate lungimile de undă:

$$E = dQ/dS \text{ [W/m}^2\text{]},$$

unde S este aria suprafeței de radiație [m^2].

Factorul de emisie ε reprezintă raportul dintre puterea totală de emisie a unui corp oarecare E și puterea totală de emisie a corpului negru E_0:

$$\varepsilon = E/E_0.$$

Valorile factorului de emisie ε pentru diferite materiale sînt prezentate în tabelul R.1. Din tabel rezultă: valorile lui ε depind de starea suprafeței; pentru suprafețe metalice lustruite valorile lui ε sînt foarte mici; pentru toate suprafețele metalice ε crește cu temperatura; valorile lui ε cresc sensibil pentru suprafețele rugoase sau acoperite cu straturi de oxizi; valorile lui ε pentru suprafețele nemetalice sînt mult mai mari decît cele pentru metale și variază invers proporțional cu temperatura.

Intensitatea de radiație I_λ reprezintă energia radiată pe unitatea de suprafață a unui

Tabelul R.1

Factorul de emisie ε pentru diferite materiale

Materialul și starea suprafeței	Temperatura [°C]	ε
Aluminiu polizat	225—575	0,039—0,057
Fier polizat	425—1 050	0,144—0,377
Fier oxidat neted	125—525	0,78—0,82
Oțel oxidat la 600°C	200—600	0,79—0,79
Oțel inoxidabil polizat	100	0,074
Oțel oxidat cu asperități	40—370	0,94—0,97
Fontă polizată	200	0,21
Fontă oxidată la 600°C	200—600	0,64—0,78
Alamă polizată (73% Cu, 27% Zn)	245—355	0,028—0,031
Tablă din fier zincată, cenușie, oxidată	24	0,276
Materiale refractare slab radiante	500—600	0,65—0,70
Materiale refractare puternic radiante	500—600	0,85—0,90
Șamotă (55% SiO_2, 41% Al_2O_3)	1 230	0,59
Cărămidă roșie, cu asperități	20	0,93
Alamă laminată, cu suprafață naturală	22	0,06
Cupru polizat	115	0,023
Negru de fum, strat mai gros de 0,075 mm	40—370	0,95
Email alb, pe fier	19	0,9
Lac negru strălucitor	25	0,88
Lac negru mat	40—95	0,96—0,98
Lac alb	40—95	0,80—0,95
Vopsele de ulei, de diferite culori	100	0,92—0,96

corp, în unitatea de timp, pe o anumită lungime de undă λ:

$$I_\lambda = dE/d\lambda \ [W/m^3].$$

Dacă se cunoaște distribuția energiei de radiație în funcție de lungimea de undă λ, puterea totală de emisie este:

$$E = \int_0^\infty dE = \int_0^\infty I_\lambda \, d\lambda \ [W/m^2].$$

Dintre cele cinci legi principale ale **r.t.** (Planck, Rayleigh-Jeans, Wien, Stefan-Boltzmann, Kirchhoff și Lambert), cele care prezintă importanță mai mare pentru calculele tehnice sînt următoarele:

Legea lui Planck reprezintă legea de distribuție a intensității de radiație I_λ în funcție de lungimea de undă λ, pentru corpul negru la diferite temperaturi (Fig. R.3). Forma analitică a legii lui Planck este:

$$I_{\lambda,0} = \frac{C_1}{\lambda^5[\exp(C_2/\lambda T)-1]} \ [W/m^3],$$

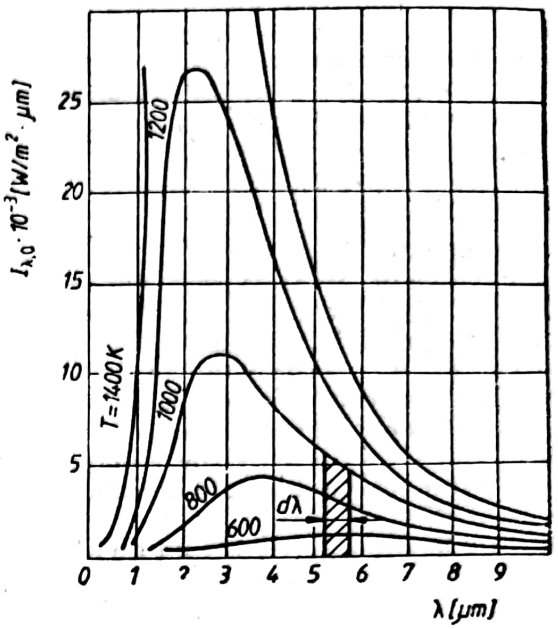


Fig. R.3. Reprezentarea grafică a legii lui Planck.

unde $C_1 = 0{,}374 \cdot 10^{-15}$ W · m² este prima constantă a lui Planck; $C_2 = 0{,}014388$ m. K este a doua constantă a lui Planck; T — temperatura absolută [K]. Legea lui Planck arată că $I_\lambda \to 0$ pentru $\lambda \to 0$ și $\lambda \to \infty$ și că are un maxim pentru fiecare temperatură T; I_λ pentru o anumită lungime de undă crește cu temperatura.

Legea Stefan—Boltzmann stabilește pentru corpul negru, pe baza legii lui Planck, dependența puterii totale de emisie de temperatura absolută a corpului:

$$E_0 = \int_0^\infty I_{\lambda,0} d\lambda = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \ [W/m^2],$$

unde $C_0 = 5{,}67$ W/m² · K⁴ este coeficientul de radiație al corpului negru.

Pentru corpurile cenușii, legea Stefan-Boltzmann are forma:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 = C \left(\frac{T}{100}\right)^4 \ [W/m^2],$$

unde $C = \varepsilon C_0$ este coeficientul de radiație al corpului cenușiu, [W/m² · K⁴], iar ε — factorul de emisie definit.

Legea lui Kirchhoff stabilește legătura care există între cantitatea de energie emisă și cea absorbită de un corp, în anumite condiții de temperatură. Ea arată că raportul dintre puterea totală de emisie și coeficientul de absorbție este același pentru toate corpurile, nu depinde de natura corpului, este egal cu puterea

totală de emisie a corpului negru și depinde numai de temperatura absolută:

$$\frac{E_1}{A_1}=\frac{E_2}{A_2}=\cdots=E_0=C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4=f(T)$$

Rezultă $E=\varepsilon E_0=AE_0$, de unde $\varepsilon=A$.

Ca urmare, pentru orice corp, coeficientul de absorbție este egal cu factorul de emisie.

În aplicațiile tehnice, calculul transferului de căldură prin r.t. comportă două cazuri distincte: transferul de căldură între corpurile solide separate prin medii transparente și r.t. a gazelor.

Schimbul de căldură prin r.t. între corpurile solide separate prin medii transparente reprezintă un proces complex de reflexii și absorbții repetate și amortizate.

Cazurile specifice de schimb de căldură prin r.t. sînt următoarele:

a) Două suprafețe solide paralele (fig. R.4 *a*). Fluxul de căldură transferat prin r.t. între două plăci cenușii plane paralele cu suprafața S, coeficienții de radiație C_1 și C_2, factorii de emisie ε_1 și ε_2 și temperaturile absolute T_1 și T_2 ($T_1>T_2$) este:

$$Q=\varepsilon_{1,2}C_0S\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W}]$$

unde $\varepsilon_{1,2}$ este factorul mutual de emisie al sistemului:

$$\varepsilon_{1,2}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1}$$

b) Suprafața închisă înconjurată de altă suprafață (Fig. R.4, *b*). Transferul de căldură prin r.t. între o suprafață închisă cu aria S_1, temperatura absolută T_1 și factorul de emisie ε_1, înconjurată de o suprafață cu caracteristicile S_2, T_2, ε_2, unde $T_1>T_2$, este:

$$Q=\varepsilon_{1,2}C_0S_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W}],$$

în care factorul mutual de emisie al sistemului este:

$$\varepsilon_{1,2}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{S_1}{S_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)}$$

Se observă că dacă $S_2\gg S_1$, respectiv $S_2\to\infty$ (suprafața finită S_1 înconjurată de o suprafață infinită S_2), atunci $\varepsilon_{1,2}\to\varepsilon_1$.

c) Două suprafețe așezate oricum una față de cealaltă. Fluxul de căldură schimbat prin r.t. între două suprafețe oarecare cu caracteristicile S_1, T_1, ε_1 și, respectiv, S_2, T_2, ε_2 este dat de relația:

$$Q=\varepsilon_{1,2}C_0S_{1,2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W}],$$

unde $\varepsilon_{1,2}$ este factorul mutual de emisie al sistemului, iar $S_{1,2}$ — suprafața de radiație reciprocă a sistemului.

Factorul $\varepsilon_{1,2}$ se calculează cu formula:

$$\frac{1}{\varepsilon_{1,2}}=\frac{\varphi_{12}}{\varepsilon_1}+\frac{\varphi_{21}}{\varepsilon_2}-(\varphi_{12}+\varphi_{21}-1),$$

în care mărimile φ_{12} și φ_{21} sînt denumite coeficienți unghiulari mutuali de radiație, ale căror expresii de calcul sînt date în literatura de specialitate pentru fiecare configurație geometrică de suprafețe. Suprafața de radiație reciprocă $S_{1,2}$ este un parametru geometric determinat de dimensiunile și forma suprafețelor, de așezarea lor relativă și de distanța între ele:

$$S_{1,2}=\varphi_{1,2}S_1=\varphi_{2,1}S_2.$$

De exemplu, pentru o suprafață plană infinită și un rînd de cilindri (cazul transferului de căldură prin r.t. la ecranele de țevi ale cazanelor de abur), cu notațiile din figura R.4

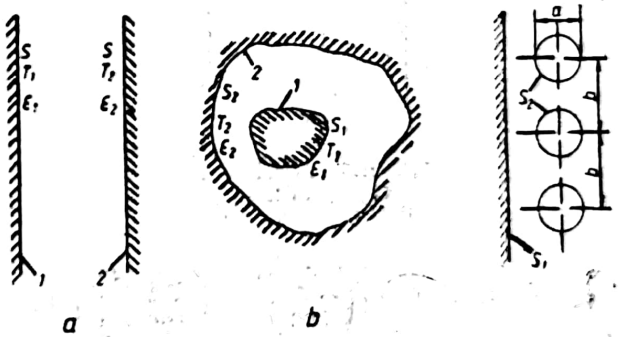


Fig. R.4. Radiația termică între corpurile solide separate prin medii transparente:
a — două suprafețe plane paralel; *b* — suprafață închisă înconjurată de altă suprafață; *c* — suprafață plană infinită și un rînd de cilindri.

relațiile de calcul ale coeficienților mutuali unghiulari de radiație sînt:

$$\varphi_{1,2}=1-\sqrt{1-(a/b)^2}+(a/b)\ \mathrm{arc\ tg}\sqrt{(b/a)^2-1};$$

$$\varphi_{2,1}=(1/\pi)[(b/a)-\sqrt{(b/a)^2-1}+$$

$$+\mathrm{arc\ tg}\sqrt{(b/a)^2-1}],$$

iar suprafața de radiație reciprocă $S_{1,2}=\varphi_{1,2}\cdot b=\varphi_{2,1}\cdot\pi\cdot a$ [m²/m]; mărimea $S_{1,2}$ se referă la o țeavă cu lungimea de 1 m.

Schimbul de căldură prin r.t. în prezența ecranelor de radiație. Intensificarea schim-

bului de căldură prin r.t. se realizează prin mărirea temperaturii suprafețelor radiante și prin mărirea factorului de emisie al sistemului. Reducerea schimbului de căldură prin r.t. se obține prin scăderea temperaturii suprafețelor radiante, reducerea factorului de emisie al sistemului, utilizarea ecranelor contra r.t.

Ecranele de radiație sînt dispozitive pentru atenuarea schimbului de căldură prin r.t. și sînt reprezentate de plăci subțiri plasate între două suprafețe care schimbă între ele căldură prin r.t.

Dacă între două suprafețe cu temperaturile T_1, T_2 și factorii de emisie ε_1, ε_2, se plasează un ecran de radiație cu caracteristicile T_e și ε_e, fluxul termic transferat, prin r.t., prin suprafața S este (Fig. R.5):

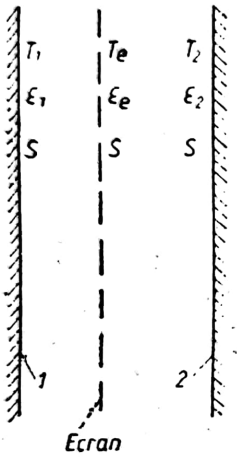


Fig. R.5. Ecran de protecție contra radiațiilor termice.

$$Q_{1,e,2}=\varepsilon_{1,e,2}C_0S\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W}],$$

unde factorul de emisie redus al sistemului $\varepsilon_{1,e,2}$ este:

$$\varepsilon_{1,e,2}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{1,e}}+\frac{1}{\varepsilon_{e,2}}},$$

iar factorii de emisie între placa *1* și ecran, respectiv, placa *2* și ecran:

$$\varepsilon_{1,e}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_e}-1};$$

$$\varepsilon_{e,2}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_2}+\frac{1}{\varepsilon_e}-1}.$$

Reducerea fluxului termic transmis prin r.t. este cu atît mai mare, cu cît ecranul are un factor de emisie mai mic decît al sistemului de suprafețe. De exemplu, dacă între două suprafețe cu factorii de emisie $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0{,}9$ se amplasează un ecran cu factorul de emisie $\varepsilon=0{,}1$, micșorarea fluxului termic transmis prin r.t. între cele două suprafețe este de peste 16 ori.

R.t. a gazelor. Gazele, ca și corpurile solide, posedă capacitatea de a absorbi și a emite energie radiantă, această capacitate fiind însă diferită. Gazele mono și biatomice (O_2, CO, H_2, N_2 etc.), practic, pot fi considerate diaterme, cantitatea de energie absorbită și emisă de ele fiind neglijabilă. Gazele poliatomice, în special, CO_2, vaporii de apă, SO_2, NH_3 au capacitate importantă de emisie și de absorbție.

Absorbția și emisia gazelor, în comparație cu cea a corpurilor solide, prezintă două particularități importante:

a) gazele emit și absorb energie numai în anumite intervale ale lungimilor de undă (benzi de radiație), amplasate în diverse porțiuni ale spectrului. Pentru alte lungimi de undă, în afara acestor benzi, gazele sînt transparente și energia lor de radiație este nulă. În felul acesta, emisia și absorbția gazelor are un caracter selectiv;

b) emisia și absorbția gazelor se realizează în întreg volumul respectiv și nu la suprafață, ca în cazul corpurilor solide și lichide.

Mecanismul procesului de absorbție și emisie a gazelor se poate explica considerînd radiația ca un flux de fotoni care se deplasează în spațiu cu viteza luminii c și au energia $h\nu$. La trecerea prin gaz a fluxului de fotoni, o parte din ei, și anume aceia a căror energie $h\nu$ corespunde unei frecvențe ν (respectiv, unei lungimi de undă $\lambda=c/\nu$) din banda de absorbție a gazului, sînt absorbiți de acesta. Fotonii cu alte energii trec prin gaz fără a fi absorbiți. Concomitent cu procesul de absorbție în gaz, unele molecule pierd periodic o mică parte din energia lor termică, care se transformă într-un flux de fotoni cu energie corespunzătoare benzilor de emisie a gazului. Acest proces determină radiația proprie a volumului de gaz.

Se definește intensitatea spectrală de radiație ca limita raportului dintre energia ΔE_υ cu frecvența ν emisă de o suprafață, în unghiul solid $\Delta\Omega$ și valoarea unghiului solid respectiv exprimat în sr (steradian), cînd acesta tinde către zero:

$$J_\upsilon=\lim_{\Delta\Omega\to 0}\frac{\Delta E_\upsilon}{\Delta\Omega}\ [\mathrm{W\cdot s/m^2\cdot sr}].$$

Intensitatea de radiație, care reprezintă energia radiantă ce intersectează unitatea de suprafață și se distribuie în direcție normală la aceasta în interiorul unui unghi solid unitar,

Scanned with OKEN Scanner

se determină prin integrarea intensității spectrale pe toate frecvențele de radiație:

$$J=\int_0^\infty J_\upsilon d\nu \ [\mathrm{W/m^2\cdot sr}].$$

Pentru descrierea caracterului volumic de absorbție a r.t. de către gaze se utilizează coeficientul spectral de absorbție, notat cu a, care reprezintă micșorarea relativă a intensității spectrale de radiație pe unitatea de lungime a parcursului radiației:

$$a_\upsilon=-\frac{1}{J_\lambda}\frac{dJ_\lambda}{dl} \ [1/\mathrm{m}].$$

Mărimea a_υ pentru o anumită frecvență depinde de natura gazului, temperatura și presiunea sa. Pentru diverse benzi de absorbție, valoarea lui a_υ este diferită; în afara acestor benzi, gazul este diaterm și $a_\upsilon=0$.

Intensitatea radiației proprii a unității de volum a unui gaz în orice direcție a spațiului este determinată numai de coeficientul de absorbție al gazului și de intensitatea spectrală de radiație a corpului negru la temperatura gazului ($a_\upsilon J_{0\upsilon}$).

Pentru caracterizarea radiației proprii a unui strat de gaz, se poate utiliza, ca și în cazul suprafețelor solide, factorul spectral de emisie:

$$\varepsilon_\upsilon=\frac{E_\upsilon}{E_{0\upsilon}}=f(a_\upsilon l),$$

unde $a_\upsilon l$ este grosimea redusă a stratului de gaz.

Deoarece gazele radiază numai în anumite benzi ale lungimii de undă, factorul de emisie mediu pe spectru, ε, este sensibil mai mic ca unitatea, fiind în funcție de natura gazului, presiune, temperatură și grosimea stratului de gaz, l. Pentru calcule tehnice, valoarea lui ε se determină din grafice în funcție de temperatură și produsul pl, p fiind presiunea gazului, în bar, iar l — grosimea efectivă a stratului de gaz, în m.

Pentru gazele rezultate din arderea combustibililor convenționali, din compoziția cărora radiază CO_2 și vaporii de apă, factorul de emisie se calculează cu relația:

$$\varepsilon_g=\varepsilon_{CO_2}+\beta\varepsilon_{H_2O}-\Delta\varepsilon_g,$$

în care: ε_{CO_2} și ε_{H_2O} reprezintă factorii de emisie pentru bioxidul de carbon și vaporii de apă (Fig. R.6 și R.7); β — coeficientul de corecție care ține seama că pentru vaporii de apă influența presiunii parțiale a acestora asupra lui ε_{H_2O} este mai mare decît cea a grosimii stratului de gaz; $\Delta\varepsilon_g$ — coeficientul de corecție care ține seama că energia radiată de bioxidul de carbon este parțial absorbită de vaporii de apă și invers; în calculele tehnice se poate admite $\Delta\varepsilon_g=0$.

Grosimea efectivă a stratului radiant de gaz are valori diferite, dependente de forma spațiului în care este cuprins gazul. În cazul în care volumul de gaz poate fi echivalat cu

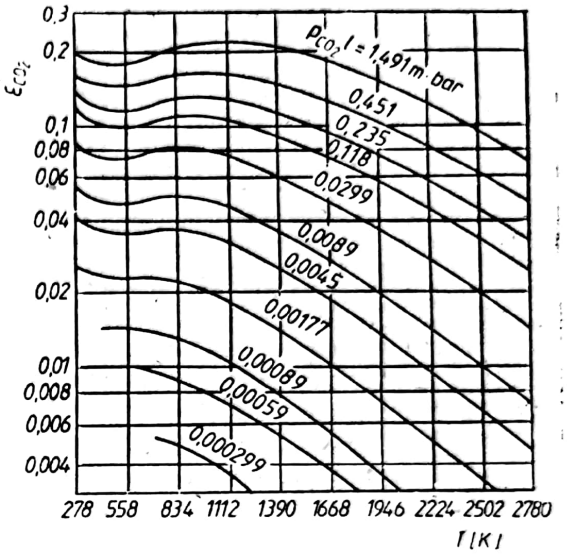


Fig. R.6. Factorul de emisie pentru bioxidul de carbon.

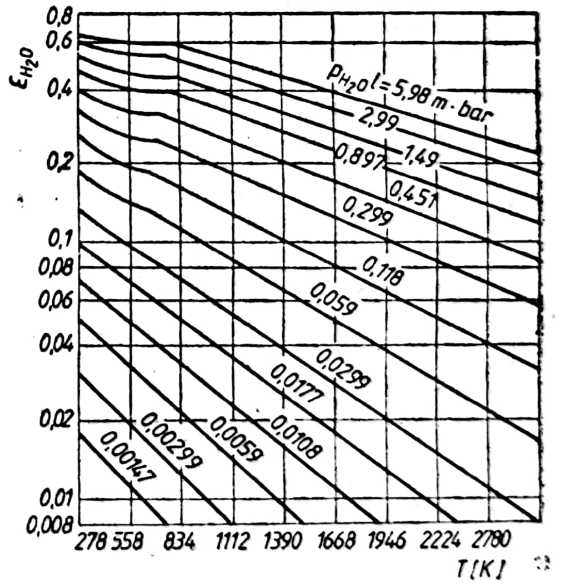


Fig. R.7. Factorul de emisie pentru vaporii de apă.

o emisferă cu raza egală cu lungimea medie l, aceasta se poate determina cu relația:

$$l=0,9\frac{4V}{S}=3,6\frac{V}{S} \ [\mathrm{m}],$$

în care V este volumul ocupat de gaz [m³], iar S — suprafața de contact dintre volumul

de gaz și perete [m²]. Valorile lungimii medii l pentru cîteva forme ale volumului de gaz sînt prezentate în tabelul R.2.

Tabelul R.2

Valoarea grosimii efective l pentru diferite forme ale spațiului ocupat de gaz (pentru calculul produsului pl)

Forma volumului de gaz	l
Sferă, cu diametrul d	$0{,}6d$
Cub, cu latura a	$0{,}6a$
Cilindru infinit, cu diametrul d	$0{,}9d$
Cilindru cu înălțimea $h=d$, radiind spre suprafața convexă	$0{,}6d$
Cilindru cu înălțimea $h=d$, radiind către centrul bazei	$0{,}77d$
Cilindru infinit, cu baza semicirculară cu raza r, radiind pe partea plată	$1{,}26r$
Volumul dintre două plane paralele infinite, separate prin distanță	$1{,}8$
Fascicul de țevi, cu diametrul d și distanța între suprafețele țevilor x:	
— țevi dispuse în triunghi, $x=d$	$2{,}8x$
— țevi dispuse în triunghi, $x=2d$	$3{,}8x$
— țevi dispuse paralel, $x=d$	$3{,}5x$

Fluxul termic unitar transmis prin r.t. între un gaz și o suprafață solidă se poate determina cu relația:

$$q_r=\varepsilon_r C_0\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4-\left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W/m^2}],$$

în care: $\varepsilon_r=\dfrac{\varepsilon_g\varepsilon_p}{\varepsilon_p+\varepsilon_g(1-\varepsilon_p)}$ este factorul redus de radiație al sistemului; ε_g, ε_p — factorul de radiație al gazului, respectiv, al peretelui; T_g, T_p — temperatura absolută a gazului, respectiv, a peretelui [K]. Dacă $T_g>T_p$, factorul de emisie al gazului se determină la temperatura T_g; dacă $T_p>T_g$, ε_g se consideră la temperatura suprafeței peretelui T_p.

Fluxul termic unitar, care se transmite prin r.t. de la un gaz cu temperatura T_g la învelișul solid cu temperatura T_p care îl conține, se poate calcula cu relația:

$$q_r=\frac{1}{2}(\varepsilon_p+1)C_0\left[\varepsilon_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4-A_g\left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W/m^2}],$$

în care ε_p este factorul de emisie al peretelui la temperatura T_p; ε_g — factorul de emisie al gazului; A_g — coeficientul de absorbție al gazului, determinat cu relația:

$$A_g=A_{CO_2}+A_{H_2O}=\varepsilon_{CO_2}(T_g/T_p)^{0{,}65}+\beta\varepsilon_{H_2O},$$

mărimile ε_{CO_2}, ε_{H_2O} și β având semnificațiile din relația care exprimă factorul de emisie ε_g.

RADIOACTIVITATE. Dezintegrare spontană a unui nucleu instabil, însoțită de emisie de particule cu efecte ionizante sau de radiații electromagnetice. Atomul unui element oarecare este alcătuit dintr-un nucleu central în jurul căruia gravitează electroni cu sarcini electrice negative; nucleul conține un număr de protoni cu sarcini electrice pozitive și un număr de neutroni fără sarcină electrică. Atomul fiind neutru electric, numărul de electroni și de protoni este egal și reprezintă poziția Z a atomului respectiv în tabelul periodic al elementelor. Între nucleoni (proton-proton, neutron-neutron, proton-neutron) se exercită forțe de respingere electrostatice, proporționale cu Z^2 și forțe de atracție care acționează la mică distanță, proporționale cu numărul de nucleoni. Condiția de stabilitate a nucleului este dată de compensarea celor două categorii de forțe. Nucleele care nu îndeplinesc această condiție sînt instabile și emit, într-un mod caracteristic nucleului respectiv, particule sau radiații (particule α, reprezentînd nuclee de heliu și particule β, reprezentînd electroni). În multe cazuri, procesul de dezintegrare α sau β este însoțit de emisia de radiații γ, reprezentînd fotoni. După dezintegrare, rezultă un nucleu care poate fi stabil sau radioactiv. Se deosebesc izotopii radioactivi naturali (de la poloniu-84 la uraniu-92) și izotopi radioactivi artificiali (circa 800 de specii).

Procesul de dezintegrare se desfășoară exponențial în timp, conform legii de variație:

$$N=N_0e^{-\lambda t},$$

unde: N_0 este numărul de nuclee la timpul $t=0$; N — numărul de nuclee la timpul t; λ — constanta de dezintegrare a nucleului radioactiv [s^{-1}]; t — timpul [s]. Timpul necesar ca jumătate din numărul de nuclee radioactive dintr-o anumită specie să se dezintegreze este denumit timp de înjumătățire $t_{1/2}$, fiind dat de relația:

$$t_{1/2}=\ln 2/\lambda=0{,}693/\lambda.$$

Timpii de înjumătățire pentru diversele specii radioactive sînt de 10^{-7}s-10^{16} ani.

Unitatea de măsură a r. este 1 Ci (Curie) și reprezintă viteza de dezintegrare (dN/dt) egală cu $3{,}7\cdot10^{10}$ dezintegrări/s.

Ca fenomen fizic, r. apare în energetica nucleară (tehnica reactoarelor nucleare, protecția contra radiațiilor), în aplicațiile industriale, medicale și în alte domenii ale izotopilor radioactivi.

În tabelul R.3 se prezintă variația activității în timp a unor produse radioactive de fi-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul R.3

Activitatea produselor tipice de fisiune pentru 1 kg de produse totale de fisiune

Izotopul	Timpul de înjumătățire	Activitatea, în W, după			
		1 an	10 ani	100 ani	1 000 ani
Bariu-143	12 s				
Iod-131	8 zile				
Ruteniu-103	40 zile	20			
Ceriu-144	284 zile	$2{,}5 \cdot 10^4$	9		
Ruteniu-106	1 an	1 900	2		
Cripton-85	11 ani	300	200	0,6	
Stronțiu-90	29 ani	3 000	2 500	290	
Cesiu-137	30 ani	3 200	2 600	320	
Samariu-151	90 ani	4	4	2	0,002
Tehnețiu-99	$2 \cdot 10^5$ ani	0,5	0,5	0,5	0,5
Iod-129	$1{,}7 \cdot 10^6$ ani	0,001	0,001	0,001	0,001

siune. Activitatea unui izotop, în W, reprezintă efectul energetic al dezintegrării radioactive a izotopului respectiv și se definește ca produsul dintre numărul de dezintegrări pe secundă și energia , în J, emisă la fiecare dezintegrare, energie preluată de particulele α, β și de radiațiile γ. În general, expunerea la radioizotopi cu timpi de înjumătățire mari este mult mai puțin periculoasă decît expunerea la izotopi cu timpi mici de înjumătățire. De asemenea, natura radiației are efecte considerabile. Astfel, radiațiile α și β au efecte de penetrație neglijabile, fiind absorbite de îmbrăcăminte sau piele; radiațiile γ au, în schimb, putere de penetrație în corpul uman, fiind ca urmare periculoase. Radiațiile α și β devin periculoase cînd substanțele α și β radioactive ajung pe o cale oarecare în corpul omenesc, devenind parte componentă a structurii acestuia.

RAFINARE. Proces tehnologic de purificare sau îmbunătățire a calităților unui produs brut sau semifabricat, care constă în îndepărtarea unei componente dăunătoare sau în transformarea acesteia în alta. Rafinarea este fizică, atunci cînd impuritățile sînt îndepărtate printr-un proces fizic (distilări fracționate, cristalizări fracționate, extracție cu solvenți) sau chimică, atunci cînd impuritățile sînt îndepărtate printr-o reacție chimică (exemple: **r.** produselor petroliere cu acid sulfuric, **r.** uleiurilor cu acid sulfuric și hidroxid de sodiu).

Pe scară largă se aplică **r.** catalitică a produselor petroliere prin tratare cu hidrogen, procedeu numit *hidrorafinare*. Procedeul se aplică la petroluri, motorine sau uleiuri și constă în trecerea amestecului de produs de rafinat și hidrogen peste un strat de catalizator (de obicei, molibdat de cobalt pe suport de alumină) la temperaturi de 350—420°C și presiuni înalte. Rezultatul este micșorarea conținutului de sulf, azot și oxigen.

R. prin adsorbție se aplică benzinelor de cracare, petrolului lampant, uleiurilor. Ca adsorbanți se folosesc pămînturi decolorante, bauxite și silicagel. După starea de agregare a produsului care se rafinează, se disting procedee de rafinare în stare gazoasă — folosite pentru benzine și procedee de rafinare în stare lichidă — folosite pentru uleiuri. Rafinarea se face prin amestecarea produsului cu adsorbantul (procedeul de contact) sau prin filtrare printr-un strat fix de adsorbant (procedeul filtrării).

R. cu solvenți selectivi utilizează solvenți care dizolvă ușor impuritățile și nu dizolvă produșii valoroși. Densitatea solventului trebuie să fie diferită de cea a produsului de purificat, pentru ca separarea în două straturi să fie ușoară. Procedeul se aplică la **r.** uleiurilor de transformator, a petrolului lampant, utilizîndu-se dioxid de sulf lichid. Uneori, se utilizează un amestec de doi solvenți, unul dizolvînd impuritățile și celălalt componenții valoroși.

Cînd dintr-un amestec se îndepărtează numai componenta dăunătoare, lăsînd ceilalți componenți nemodificați, **r.** se numește selectivă și se poate face pe cale fizică sau chimică.

În afară de industria petrolieră, **r.** mai este utilizată în industria fermentativă (alcooli), a grăsimilor și pentru alte produse alimentare.

RANDAMENT. Raport între valoarea unei mărimi utile, furnizată de un sistem tehnic și valoarea aceleiași mărimi sau a unei mărimi de același fel, absorbită de sistem. Mărimea utilă poate fi putere, energie, sarcină electrică etc.

R. unui sistem tehnic este întotdeauna subunitar, deoarece, în urma pierderilor, nici o mărime utilă nu este restituită în cantitatea absorbită.

R. poate fi exprimat sub una din formele:

$$\eta = \frac{A_u}{A_a} = 1 - \frac{\Sigma\pi}{A_a} = \frac{A_u}{A_u + \Sigma\pi}$$

în care: A_u este valoarea utilă a mărimii utile, A_a — valoarea aceleiași mărimi absorbante; $\Sigma\pi$ — suma pierderilor sistemului considerat.

R. efectiv. Raport dintre valoarea utilă furnizată de un sistem tehnic (mașină, instalație etc.) și valoarea mărimii de același fel absorbită (consumată) de sistemul respectiv. Acest **r.** exprimă, în mod global, toate pierderile care intervin în procesul de obținere al mărimii utile.

De exemplu: **r.** efectiv al unui motor cu ardere internă reprezintă raportul dintre lucrul mecanic efectiv disponibil la arborele moto-

Scanned with OKEN Scanner

rului și căldura absorbită de el în procesul de ardere:

$$\eta_{e_{MAI}} = \frac{L_e}{Q_a} = \frac{3\,600 \cdot P_e}{C_h \cdot H_i},$$

unde: P_e [kW] este puterea efectivă a motorului; C_h [kg/h] — consumul orar de combustibil; H_i [kJ/kg] — puterea calorifică inferioară a combustibilului.

Acest **r.** ține seama de toate pierderile care intervin în motor: pierderi în procesul de ardere, pierderi mecanice, pierderi prin căldură transferată pe diferite căi către mediul ambiant efectiv etc.

R. efectiv al unei centrale termoelectrice este raportul dintre energia electrică furnizată de centrală și căldura consumată (în procesul de ardere al combustibilului) pentru obținerea energiei:

$$\eta_{e_{CTE}} = \frac{W}{Q} = \frac{3\,600 P_e}{B \cdot H_i},$$

unde: P_e [kW] este puterea efectivă la bazele centralei; B [kg/h] — consumul de combustibil; H_i [kJ/kg] — puterea calorică inferioară a acestuia.

R. efectiv al unui cuptor de încălzire este raportul dintre căldura acumulată în timpul τ_i de către materialul pentru încălzirea lui în cuptor și căldura consumată de el în același timp, în procesul de ardere în cuptor:

$$\eta_{e_{cuptor}} = \frac{Q_m}{Q_a} = \frac{m \cdot c(t_f - t_i)}{B \cdot H_i},$$

unde m [kg] este masa materialelor încălzite în cuptor; c [kJ/kg/K] — căldura specifică masică a materialului; t_f, t_i [°C] — temperaturile finală și, respectiv, inițială a materialelor; B [kg/h] — consumul orar de combustibil; H_i [kJ/h] — puterea calorifică inferioară a combustibilului.

În același mod, pot fi definite **r.** efective și pentru alte tipuri de mașini și instalații termice.

R. energetic. Raportul dintre energia utilă furnizată de o instalație termoenergetică și energia absorbită de acesta, raportată la același interval de timp.

R. energetic se poate exprima în diferite forme, în funcție de elementele care trebuie puse în evidență.

Principalele forme ale **r.** energetice folosite în practică sînt:

— **r.** energetic global, care exprimă raportul între suma energiilor utile (folosite atît în interiorul instalației, cît și în afara ei) și suma energiilor intrate din exterior:

$$\eta_g = \frac{\Sigma w_e^n}{\Sigma w_i},$$

în care Σw_e^n reprezintă suma tuturor formelor de energie utile, iar Σw_i — suma tuturor energiilor introduse din afară și a celor generate în interior prin reacții exoterme;

— **r. energetic global intern,** care se definește ca raport între energia utilă folosită în interiorul sistemului și totalul energiilor intrate (inclusiv cele generate prin reacții exoterme).

$$\eta_{g,\,int} = \frac{\Sigma w_e^{ni}}{\Sigma w_i}.$$

Prin energia utilă folosită în interiorul sistemului w_e^{ni} se înțelege energia utilizată pentru încălzirea materialelor (cuptoare de încălzire), pentru încălzire și topire (cuptoare metalurgice), încălzire și vaporizare (cazane) etc., precum și energia necesară desfășurării proceselor endoterme;

— **r. energetic economic,** care reprezintă raportul dintre suma energiilor utile și energia intrată în contur numai din afară (fără cea generată intern prin reacții exotermice):

$$\eta_{ec} = \frac{\Sigma w_e^n}{\Sigma w_i^e};$$

— **r. energetic economic intern,** care reprezintă raportul dintre suma energiilor folosite util în interiorul sistemului și suma energiilor introduse din exterior:

$$\eta_{ec,\,i} = \frac{\Sigma w_e^{ni}}{\Sigma w_i^e};$$

— **r. utilizării energetice,** care se definește ca raport între consumul energetic convențional util și consumul energetic efectiv:

$$\eta_{en} = \frac{w_{cu}}{w_{te}}.$$

Consumul energetic convențional util W_{cu} reprezintă suma dintre consumul teoretic de energie w_{tu} (energia utilă necesară desfășurării procesului) și consumul de energie „de însoțire" w_{in} (energia consumată pentru crearea condițiilor necesare desfășurării procesului):

$$w_{cu} = w_{tw} + w_{in}.$$

Consumul energetic efectiv reprezintă suma dintre consumul energetic convențional util și consumul necesar acoperirii tuturor pierderilor:

$$w_{te} = w_{cu} + w_{pt} + w_{pf},$$

unde w_{pt} reprezintă consumul pentru acoperirea pierderilor de transport și transformare, iar

w_{pf} — pierderile implicate în funcționarea sistemului respectiv;

— **r. teoretic al utilizării energiei**, care se definește prin raportul dintre consumul teoretic util de energie și consumul energetic efectiv

$$\eta_{tue}=\frac{w_{tu}}{w_{te}}$$

Acest r. se folosește în cazul sistemelor în care consumurile interne sînt considerate pierderi (instalații de cuptoare, agregate de cazane, etc.);

— **r. energetic brut**, caracteristic pentru sistemele care realizează o transformare energetică și definit ca raport între suma energiilor livrate în afara procesului (w_e) și consumate de serviciile auxiliare (w_{sa}) sistemului și suma energiilor intrate din exterior (w_i^e) și consumate de serviciile auxiliare (w_{sa}):

$$\eta_b=\frac{\Sigma w_e+\Sigma w_{sa}}{\Sigma w_i^e+\Sigma w_{sa}};$$

— **r. energetic net**, care este un indicator al eficienței procesului de transformare și se definește ca raport între suma energiilor livrate în exterior și suma energiilor intrate:

$$\eta_n=\frac{\Sigma w_e}{\Sigma w_i^e}.$$

R. exergetic. Pentru aprecierea gradului de perfecțiune a transformării căldurii în lucru mecanic este necesar să se introducă criterii prin care să se țină seama de măsura în care se valorifica energia disponibilă, cu capacitatea maximă de transformare. Generalizînd, gradul de perfecțiune al oricărui proces termic se poate exprima în funcție de mărimea pierderilor de energie cu capacitate maximă de transformare. În sensul cel mai general, randamentul exergetic exprimă măsura în care exergia disponibilă se regăsește sub formă de efect util.

Notînd E_c energia cheltuită pentru realizarea unui proces, cu E_u efectul exergetic util și $\Sigma\pi_{ir}$ pierderile de exergie provocate de ireversibilitate, randamentul exergetic se exprimă

$$\eta_e=\frac{E_u}{E_c}=1-\frac{\Sigma\pi_{ir}}{E_c}.$$

În condițiile ideale ale proceselor reversibile $\Sigma\pi_{ir}=0$ și, în aceste condiții randamentul exergetic ar atinge valoarea 1. Orice abatere de la condițiile ideale provoacă pierderi de exergie ceea ce are ca urmare diminuarea eficacității procesului, cu micșorarea corespunzătoare a valorii randamentului. Pentru aceasta randamentul exergetic poate fi utilizat și drept criteriu pentru aprecierea gradului de reversibilitate al procesului la care se referă. În cazul ciclurilor de funcționare ale mașinilor cu piston sau instalațiilor termice randamentul exergetic reprezintă, în fond, gradul de îndepărtare al ciclului real de ciclul teoretic Carnot:

$$\eta_c=\frac{\eta_t}{\eta_e}$$

unde η_t este randamentul termic al ciclului respectiv, iar η_c al ciclului Carnot echivalent.

Spre deosebire de randamentul termic, randamentul exergetic exprimă gradul real de folosire a energiei utilizabile, dînd totodată indicații clare privitoare la direcțiile eforturilor care trebuie depuse, în scopul ameliorării condițiilor de desfășurare a proceselor reale.

R. de exploatare. Este un indicator de eficiență utilizat în cazul cazanelor de abur, definit prin relația:

$$\eta_{exp}=\frac{Q_u-Q_a}{Q_i-Q_a},$$

unde: Q_u este căldura utilă; Q_a — căldura apei de alimentare a cazanului; Q_i — suma tuturor formelor de căldură intrată în sistem.

R. gazodinamic (termogazodinamic). Reprezintă raportul dintre variația de entalpie efectiv prelucrată de o turbomașină (turbină sau turbocompresor) și variația maximă de entalpie pentru o turbină sau minimă pentru un turbocompresor care ar putea fi prelucrată. Pentru o turbină, η_g este raportul dintre căderea de entalpie prelucrată și căderea maximă ce ar fi atunci cînd entalpia la sfîrșitul destinderii este nulă ($h_2=0$):

$$\eta_g=\frac{h_1-h_2}{h_1-0}=\frac{h_1-h_2}{h_1}.$$

Pentru gaze perfecte $h=c_p\cdot T$ și, ca urmare randamentul gazodinamic are expresia:

$$\eta_g=\frac{T_1-T_2}{T_1}.$$

Conform principiului întîi al termodinamicii, pentru un fluid aflat în curgere adiabatică:

$$h+\frac{w^2}{2}=\text{constant}.$$

Neglijînd viteza de intrare a gazului în turbină, viteza la ieșire din aceasta se exprimă:

$$w=w_2=\sqrt{2(h_1-h_2)}$$

și randamentul gazodinamic poate fi pus sub forma:

$$\eta_g=\frac{w^2}{2h_1},$$

Scanned with OKEN Scanner

care pentru un gaz perfect devine:

$$\eta_a = \frac{k-1}{2} \cdot \frac{w^2}{kRT_1} = \frac{k-1}{2} \cdot \frac{w^2}{a_1} = \frac{k-1}{2} \cdot M_1^2,$$

în care M_1 este criteriul Mach la ieşire din turbomaşină, raportat la viteza sunetului pentru temperatura de intrare în maşină.

R. indicat. Reprezintă raportul dintre lucrul mecanic corespunzător diagramei indicate a unui motor cu ardere internă şi căldura disponibilă în procesul de ardere a combustibilului:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_a} = \frac{60 \cdot l_i \cdot i \cdot n,}{\frac{\tau}{2} \cdot C_r \cdot H_i},$$

unde: l_i [kJ/ciclu] este lucrul mecanic indicat; q_a (kJ/ciclu) — căldura disponibilă în procesul de ardere; i — numărul de cilindri ai motorului; n_r (rot/min) — turaţia; τ — numărul de timpi în care funcţionează motorul; C_h (kg/ciclu) — consumul orar de combustibil pe ciclu; H_h (kJ/kg) — puterea calorifică interioară a combustibilului.

R. intern. Este criteriul de apreciere al gradului de depărtare al unui ciclu reversibil de cel real dintr-o maşină termică de piston sau al unei transformări adiabate izentrope dintr-o turbomaşină şi cel real al adiabatei neizentrope.

Pentru maşinile motoare, în care se realizează destinderi ale agentului de lucru, ireversibilitatea determină o reducere a lucrului mecanic obţinut de la maşină.

$$l_{ad,r} < l_{ad,id}.$$

Ca urmare, randamentul intern se exprimă:

$$\eta_i = \frac{l_{ad,r}}{l_{ad,id}} = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2id}} < 1 \rightarrow l_{ad,r} = l_{ad,id} \cdot \eta_i,$$

unde h_{2r} şi h_{2id} reprezintă entalpia la sfîrşitul procesului de destindere real, respectiv ideal.

Pentru maşini consumatoare de energie (pompe, compresoare etc.) ireversibilitatea determină o creştere a consumului de energie din exterior:

$$|l_{ad,r}| > |l_{ad,id}|.$$

Ca urmare, randamentul intern se exprimă

$$\eta_i = \frac{|l_{ad,id}|}{|l_{ad,r}|} = \frac{h_{2id} - h_1}{h_{2r} - h_1} < 1 \rightarrow |l_{ad\,r}| = \frac{|l_{ad,id}|}{\eta_i},$$

unde h_{2id} şi h_{2r} au aceeaşi semnificaţie.

R. mecanic. Este criteriul de apreciere a pierderilor de natură mecanică care intervin în funcţionarea unei maşini (pierderi datorate frecărilor între piesele aflate în mişcare: lagăre, suprafeţe care alunecă una pe lîngă alta, etc. şi consumuri necesare antrenării organelor anexe: pompe de ulei, combustibil, lichid de răcire, mecanismul de distribuţie al motoarelor, etc.).

Pentru maşini de forţă (motoare) r. mecanic se exprimă:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = 1 - \frac{\Sigma \pi_m}{L_i},$$

iar pentru maşini consumatoare de energie:

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_e} = 1 - \frac{\Sigma \pi_m}{|L_e|},$$

unde L_e este lucrul mecanic efectiv produs/consumat la arborele unei maşini; L_i — lucru mecanic al diagramei indicate (lucrul mecanic al procesului real din maşină); $\Sigma \pi_m$ — suma diferitelor consumuri de energie mecanică cu caracter de pierderi care intervin în funcţionarea maşinii.

R. periferic. Este criteriul de apreciere a perfecţiunii proceselor din turbine. R. periferic exprimă pierderile în ajutaje, în paletele mobile şi prin viteza de ieşire din paletele c_2, datorită cărora se obţine un lucru mecanic mai mic decît cel teoretic, adiabatic reversibil:

$$l = l_{ad} - (\pi_a + \pi_p + \pi_c),$$

în care π_a reprezintă pierderile datorate frecărilor în ajutaje; π_p — pierderile prin frecări în palete; π_c — pierderile prin viteza reziduală c_2.

R. periferic se defineşte prin relaţia:

$$\eta_u = \frac{l}{l_{ad}} = f\left(\frac{n}{c_1}\right)$$

şi poate fi exprimat ca funcţie de raportul $\frac{n}{c_1}$, unde n este viteza specifică a rotorului, iar c_1 viteza de intrare în palete. Această funcţie este de tip parabolic, punînd în evidenţă o valoare maximă a acestui randament pentru o anumită valoare a raportului $\frac{x}{c_1}$, care depinde de coeficienţii de frecare în ajutaje şi respectiv palete ρ şi ψ, de unghiul de atac al paletei α_1 şi de gradul de reacţiune ρ. Ca urmare, viteza periferică şi viteza de intrare în palete trebuie să fie astfel alese, încît să conducă la valori maxime ale acestui r.

R. relativ. Reprezintă raportul dintre lucrul mecanic corespunzător diagramei indicate a unui motor cu ardere internă şi lucrul mecanic corespunzător diagramei ciclului teoretic. Acest

Scanned with OKEN Scanner

randament ține seama de căldura pierdută prin pereții cilindrului, arderea incompletă a combustibilului, lucrul mecanic de pompaj etc., adică de toate cauzele care fac ca diagrama reală să difere de cea teoretică. R. relativ se exprimă prin relația:

$$\eta_r = \frac{L_i}{l_i}.$$

R. termic al unui ciclu termodinamic. Este criteriul de apreciere a eficienței unui ciclu termodinamic direct (motor), definit prin raportul dintre lucrul mecanic al ciclului și căldura introdusă în ciclu:

$$\eta_t = \frac{l}{q} = 1 - \frac{|q_0|}{q},$$

în care: lucrul mecanic al ciclului l este suma tuturor schimburilor de energie cu exteriorul sub formă de lucru mecanic de către agentul de lucru la parcurgerea ciclului:

$$l = \Sigma l_i \quad [l > 0];$$

căldura q reprezintă suma schimburilor de căldură efectuate cu sursele calde (căldura primită):

$$q = \Sigma q_i \quad (q_i > 0);$$

q_0 reprezintă suma schimburilor de căldură efectuate cu sursele reci (căldură cedată):

$$q_0 = \Sigma q_{0i} \quad (q_{0i} < 0).$$

R. termo-gazo-dinamic. v. **R. gazodinamic.**

R. termic brut. Este criteriul de eficiență utilizat la cazanele cu abur, exprimat prin relația:

$$\eta_{tb} = \frac{Q_u - Q_a + Q_{pj}}{B(H_i + h_c)}$$

în care: Q_u este căldura utilă; Q_a — căldura apei de alimentare a cazanului; Q_{pj} — căldura pierdută cu purja continuă; B — consumul de combustibil; H_i — puterea calorică a combustibilului; h_c — entalpia combustibilului. Detalii privind termenii Q_u, Q_a și Q_{pj} — v. **R. de exploatare.**

R. umplerii. v. **Grad de umplere.**

RANKINE, William — Inginer și fizician scoțian (1820—1872). A lucrat în domeniul mașinilor cu abur și al căilor ferate. A efectuat studii privind bazele Termodinamicii. A introdus termenul de energie internă. În 1860, a inventat ciclul mașinii cu abur, care îi poartă numele.

RANKINE (Ciclul). Ciclul termodinamic teoretic (etalon) al instalațiilor de forță cu vapori; este echivalentul ciclului Carnot pentru instalațiile de forță cu gaze perfecte.

În figura R.8 este prezentată cea mai simplă schemă de funcționare a unei instalații de forță cu vapori (abur). Cazanul C produce abur supraîncălzit care se destinde în turbina T. Condensul obținut din condensatorul K este trimis din nou în cazan de către pompa P. Ciclul teoretic, reprezentat în diagrama T-s

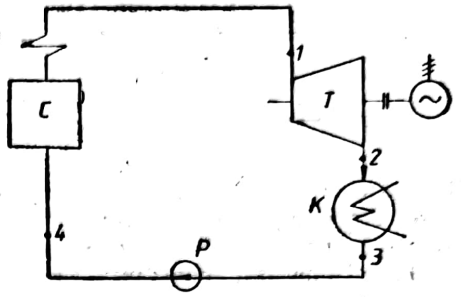


Fig. R.8. Schema de principiu a unei centrale termoelectrice (instalație de forță cu abur):
C — cazan de abur; T — turbină; K — condensator; P — pompă.

din figura R.9, este compus din următoarele transformări: *1-2* destinderea adiabatică, reversibilă, a aburului în turbină; *2-3* condensarea izobar-izotermă; *3-4* procesul adiabatic, reversibil de creștere a presiunii apei în pompă; *4-1* procesul izobar din cazan (*4-5* încălzirea apei la saturație; *5-6* schimbarea de fază (vaporizare); *6-1* supraîncălzirea vaporilor).

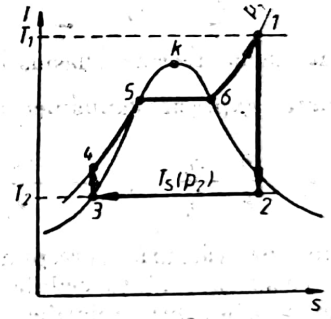


Fig. R.9. Ciclul teoretic Clausius-Rankine.

Acest ciclu format din două izobare și din două adiabate reversibile a fost propus la mijlocul secolului al XIX-lea, aproape simultan, de către W. Rankine și R. Clausius. Din acest motiv este numit ciclul Clausius-Rankine. Deseori, este însă numit numai **C.R.**

Căldura q preluată în cazan de un kilogram de agent de lucru în procesul izobar *4-1*:

$$q = q_{41} = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Căldura q_0 cedată de un kilogram de abur în condensator:

$$q_0 = q_{23} = h_3 - h_2 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Lucrul mecanic produs prin destinderea în turbină a unui kilogram de abur:

$$l_T = h_1 - h_2 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Lucrul mecanic necesar pompării unui kilogram de condensat:

$$l_p = h_3 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Randamentul termic al C.R. rezultă din expresia generală a randamentului termic al unui ciclu:

$$\eta_t = \frac{l_c}{q} = \frac{l_T - |l_p|}{q} = 1 - \frac{|q_0|}{q} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

C.R. poate fi simplificat, ținînd seama că în procesul din pompă, temperatura și entalpia cresc foarte puțin ($T_3 \simeq T_4$ și $h_3 \simeq h_4$). Neglijîndu-se lucrul mecanic consumat de pompă, izobara de încălzire a apei în cazan se suprapune peste curba limită inferioară, obținîndu-se ciclul din figura R.10.

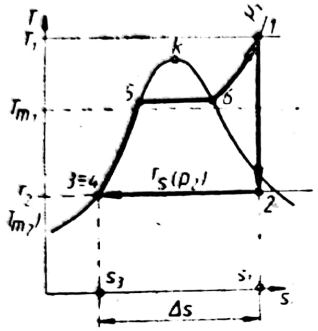


Fig. R.10. Ciclul teoretic Clasius-Rankine.

Ca urmare, expresia randamentului termic devine:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3}.$$

Consumul de căldură corespunzător procesului din cazan și căldura cedată la condensator se pot exprima prin relațiile:

$$q = h_1 - h_3 = T_{m_1} \cdot \Delta s$$

$$|q_0| = h_2 - h_3 = T_{m_2} |\Delta s|,$$

unde T_{m_1} este temperatura medie la care se efectuează schimbul de căldură în cazan; $T_{m_2} = Ts\ (p_2)$ este temperatura medie la care se efectuează schimbul de căldură în condensator (egală cu temperatura de saturație corespunzătoare presiunii de condensare); $\Delta s = s_1 - s_3$ este variația maximă de entalpie pe ciclu.

Randamentul termic al ciclului capătă expresia:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{m_2}}{T_{m_1}}$$

Randamentul ciclului Clausius-Rankine se poate mări modificînd o serie de parametri astfel, încît să se obțină creșterea temperaturii T_{m_2}.

a. *Presiunea aburului la ieșire din turbină*

Scăderea presiunii p_2 duce la micșorarea temperaturii de saturație $T_s(p_2)$, adică micșorarea temperaturii medii inferioare T_{m_2}, și ca urmare creșterea randamentului. Deplasarea punctului 3 pe curba de saturație are o influență neglijabilă asupra temperaturii medii superioare (Fig. R.11).

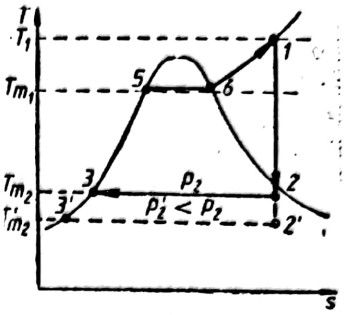


Fig. R.11. Influența modificării presiunii de condensare asupra ciclului Rankine.

b. *Presiunea aburului la intrarea în turbină*

Creșterea presiunii aburului, duce la creșterea temperaturii medii superioare și, deci, la creșterea randamentului (Fig. R.12). La

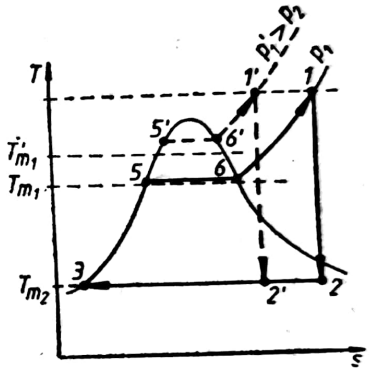


Fig. R.12. Influența modificării presiunii aburului la cazan asupra ciclului Rankine.

presiuni foarte mari (mai mari decît presiunea critică) entalpia scade puternic, pentru $T_1 =$ = constant, ceea ce determină micșorarea temperaturii medii superioare și, în consecință, scăderea randamentului.

c. *Temperatura aburului supraîncălzit*

Creșterea temperaturii aburului supraîncălzit produs de cazan determină mărirea temperaturii medii superioare a ciclului și, deci, creșterea randamentului (Fig. R.13).

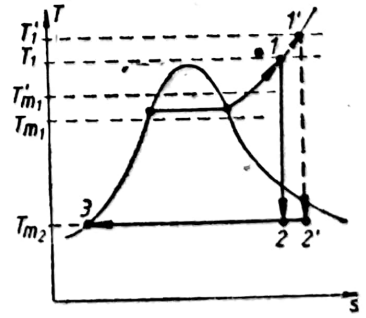


Fig. R.13. Influența temperaturii aburului supraîncălzit asupra ciclului Rankine.

RANQUE (Efectul). Efect turbionar, descoperit de inginerul francez G. J. Ranque în anul 1931. Constă în separarea energetică a gazului ieşit dintr-un ajutaj turbionar, plasat în interiorul unui tub cilindric prevăzut cu deschideri la capete [v. Ranque-Hilsch (Tub)] şi are ca rezultat formarea unui curent de gaz cald periferic şi a unui contracurent central de gaz rece.

Sub acţiunea componentei pulsatorii a vitezei radiale, elementele de volum de gaz în curgere turbulentă efectuează, în cîmpul gradienţilor de presiune pe direcţie radială, deplasări radiale ciclice, în cursul cărora se destind şi se comprimă cvasi-adiabatic, cu modificări corespunzătoare de temperatură, ca urmare a schimbului de căldură cu elementele vecine (cu temperaturi diferite). În acest fel, căldura preluată din zona centrală a tubului este cedată în straturile periferice.

Fenomenul a fost explicat şi altfel (Scheper): datorită vitezei periferice mai ridicate în straturile situate la exteriorul vîrtejului (periferice), temperatura statică are în această zonă valori mai reduse decît în zona centrală şi schimbul de căldură convectiv, care tinde să egalizeze temperaturile statice, are drept consecinţă scăderea temperaturii în zona centrală a vîrtejului, cu creşterea corespunzătoare a temperaturii în zona periferică.

Concomitent cu separarea energetică, are loc datorită pierderilor prin frecare, în cursul deplasării turbionului de gaz în lungul tubului, şi scăderea gradientului de presiune pe direcţie radială. Acesta determină apariţia unui gradient de presiune axial, care pune în mişcare contracurentul central de gaz rece.

RANQUE-HILSCH (Tub). Tub cilindric (Fig. R.14) cu unul sau mai multe ajutaje turbionare, plasate în acelaşi plan transversal, prevăzut cu o diafragmă cu orificiul central la unul din capete şi la celălalt capăt, cu un ventil care permite reglarea debitelor celor doi curenţi, cel cald, periferic şi cel rece, central, obţinuţi prin efect turbionar [v. Ranque (Efectul)].

Constituie obiectul unor multiple cercetări teoretice şi aplicative. S-a constatat (Hilsch în 1946) că mişcarea axială a curentului de gaz rece începe de la o rază aproximativ egală cu 70% din raza interioară a tubului şi că temperatura cea mai scăzută T_f se realizează în secţiunea de ieşire a ajutajului.

Se cunosc mai multe variante constructive ale t. R.-H. care se deosebesc prin numărul şi forma profilului ajutajelor, ca şi prin raportul între lungimea şi diametrul părţii cilindrice. În figura R.15 sînt prezentate schematic cîteva tipuri reprezentative.

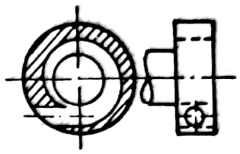
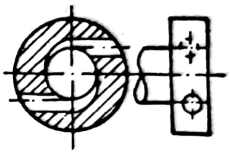
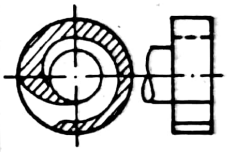
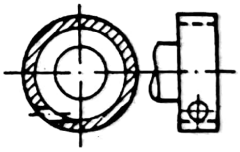
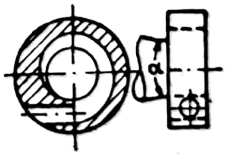
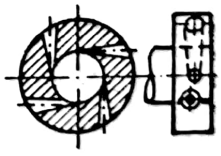
	Autor	Schema constructivă
1	Hilsch (ajutaj circular)	
2	Martînovski-Alexeev (cu două ajutaje)	
3	Merkulov (ajutaj în unghi drept)	
4	Dubinski	
5	Hendal ($\alpha = 7°$)	
6	Fulton (4 sau 6 ajutaje)	

Fig. R.15. Scheme constructive.

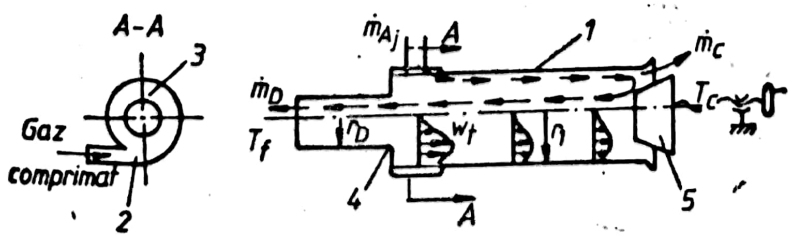


Fig. R.14. Tub Ranque.

În diagrama din figura R.16 se prezintă variația efectului de răcire ΔT_f, respectiv de încălzire ΔT_c, în funcție de raportul μ, dintre debitul de gaz ieșit din diafragma ($\dot{m}_D$) și debitul total de gaz intrat în ajutaj, $\dot{m}_{A_j}$ $\left(\mu = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{A_j}}\right)$.

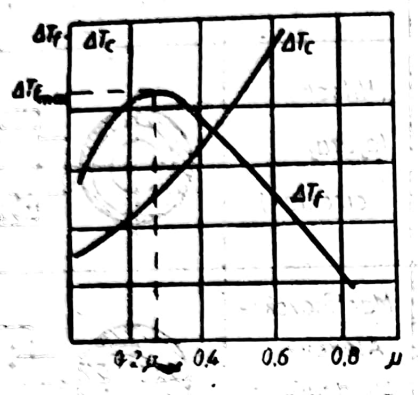


Fig. R.16. Efectul de răcire; efectul de încălzire.

Se poate observa că $\Delta T_{f_{max}}$ ($\cong 60°C$) corespunde la $\mu_{opt} \approx 0{,}25$, în timp ce $\Delta T_{c_{max}}$ (care poate depăși 100°C) se obține la $\mu \to 1$.

Domeniul uzual de lucru al tubului **R.-H.** corespunde unei valori $0{,}2 \leqslant \mu \leqslant 0{,}8$.

Raportul de destindere $\pi = \frac{p_i^*}{p_R}$ (p_i^* = presiunea totală la intrarea în ajutaj; p_R — presiunea în centrul tubului, este în general mai mic ca 8, valoare dincolo de care, creșterea efectului de răcire se diminuează simțitor.

Hilsch a introdus și noțiunea de randament de temperatură al t. R-H (η_R), definit ca raportul între efectul de răcire al tubului și cel corespunzător destinderii adiabatice (ΔT_{ad}).

$$\eta_R = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ad}}$$

cu valori maxime $0{,}47 \leqslant \eta_{R_{MAX}} \leqslant 0{,}5$ obținute la $2 < \pi < 6$.

La muchia orificiului diafragmei se manifestă efectul secundar de vîrtej, al cărui rezultat este o anumită încălzire a gazului ieșit prin ea (efect negativ).

La debite mici $m_D \to 0$, cînd $\mu \to 0$ acest efect devine preponderent, provocînd așa-numita „inversiune" în funcționarea tubului și, ca urmare curentul ieșit prin orificiul central al diafragmei devine chiar mai cald decît cel ieșit la capătul opus al tubului.

Un curent suplimentar de gaz, cu suprapresiune relativ redusă, introdus în centrul tubului prin capătul la care se află ventilul de reglaj va parcurge același proces de schimb energetic ca și curentul principal ieșit din ajutaj. Un asemenea mod de funcționare (caracterizat prin $\mu = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{A_f}} > 1$) se poate obține prin recircularea gazului ieșit prin diafragmă, în scopul intensificării efectului de răcire.

Dacă locul ventilului de reglaj este luat de un difuzor cu fante de secțiune reglabilă (Fig. R.17), se poate obține în zona centrală a

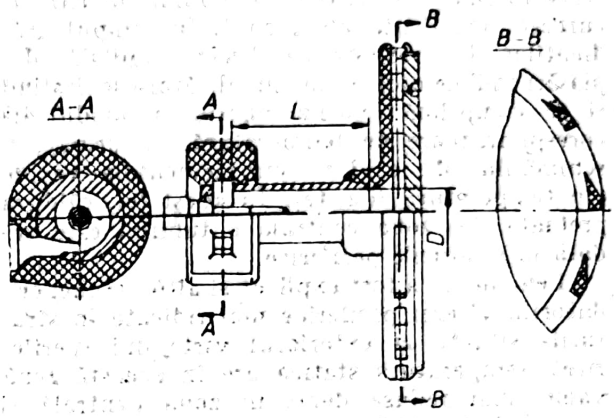


Fig. R.17. Tub Ranque cu difuzor.

unui tub **R.-H.** scurt (cu lungimea L de același ordin de mărime cu diametrul D) un efect de răcire de pînă la trei ori mai mare decît cel al unei destinderi adiabatice ideale. De exemplu, la o presiune de intrare în ajutaj de 4,5 bar se poate atinge un efect de răcire $\Delta T_f = 150°C$.

Pentru intensificarea efectului de răcire se pot folosi și diferite alte mijloace: ejector, pompă de vid sau mai multe tuburi **R.** legate fie în serie (Fig. R.18), fie în paralel (Fig. R.19).

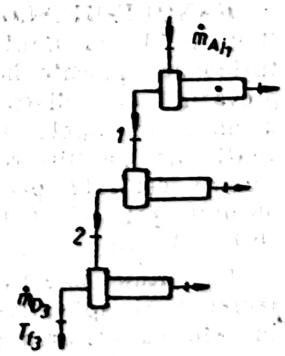


Fig. R.18. Legarea în serie.

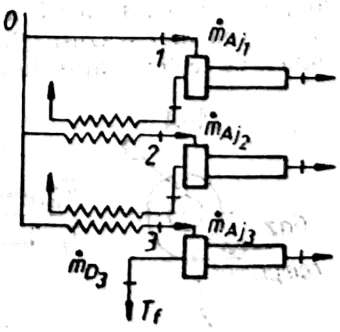


Fig. R.19. Legarea în paralel.

Tubul R.-H. ca pompă de vid. Dacă presiunea exterioară în dreptul orificiului diafragmei este mai ridicată decît cea din axul tubului R., el va aspira gaz din exterior. În acest fel, de exemplu într-un volum de 40 litri se poate realiza o presiune absolută de 0,01 bar în mai puțin de 2 minute, iar într-un volum de 500 litri, presiunea de 0,025 bar, în mai puțin de 20 minute.

În acest mod, cu ajutorul tubului R., pot fi îndepărtate gazele de ardere rezultate în timpul sudării electrice în spații închise, din interiorul vaselor și recipienților etc.

Carburatorul turbionar. Depresiunea creată în zona centrală a unui tub R. poate fi folosită la un carburator pentru aspirarea combustibilului din camera de nivel constant a lui și antrenarea lui în curentul de aer cald (periferic), astfel încît să i se accelereze evaporarea. Cu un asemenea tip de carburator s-a realizat o reducere de pînă la 25—30% a consumului de combustibil al motorului cu ardere internă (față de cel obținut cu un carburator obișnuit).

Termometrul turbionar. Este utilizat pentru măsurători de temperatură statică în curenți de viteze ridicate (de exemplu, în timpul zborului) cu o precizie de $\pm 0{,}3°C$, la viteze corespunzătoare unor cifre Mach, $M<0{,}75$ și cu anumite corecții pînă la $M=2{,}2$. Funcționează bazîndu-se pe contracararea încălzirii provocată de frînarea curentului de gaz în contact cu suprafața frontală a elementului sensibil al termometrului, prin efectul de răcire obținut în centrul tubului R., în care este plasat termometrul.

Instalații de răcire (frigorifice). Atunci cînd se dispune de o sursă sigură de gaz sub presiune (gaze naturale, aer comprimat), se poate utiliza energia potențială a acestora pentru obținerea efectului de răcire în spații frigorifice de mici dimensiuni (Fig. R.20) la bordul

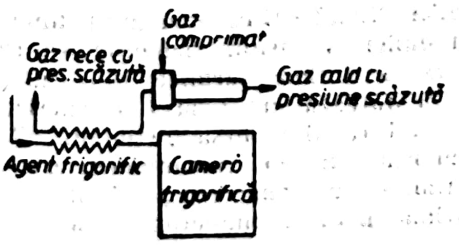


Fig. R.20. Instalație de răcire cu tub Ranque.

mijloacelor de transport terestre sau aeriene, în locuri cu pericol de explozie (mine de cărbune, sonde de petrol și gaze etc.).

Instalații de termostatare în domeniul $-60°C-+140°C$. Se pot utiliza de exemplu pentru menținerea la temperatură constantă a anumitor părți componente ale aeronavelor, în instalații de condiționare locală a aerului, la bordul navelor cosmice etc.

Tubul R.-H. și-a găsit și alte aplicații: în instalațiile de uscare, la construcția unor tipuri de higrometre etc.

Se recomandă evitarea utilizării ca mediu activ a tubului **R.-H.** a gazelor cu umiditate deoarece sub efectul răcirii s-ar putea atinge fie punctul de rouă, fie cel de îngheț, iar pelicula instabilă de lichid sau gheață, formată la muchia orificiului diafragmei în aceste condiții, determină prin îngustarea secțiunii de curgere, pe lîngă scăderea performanțelor tubului **R.-H.** și o însemnată instabilitate în funcționare.

Eficiența termodinamică a tubului **R.** este destul de scăzută din cauza proceselor ireversibile (procesului de separare energetică turbionară) dar ea este compensată de prețul de cost redus (investiția inițială), întreținere simplă, gabarit și inerție termică mică, și siguranță în funcționare ridicată. Aceste calități pot înclina balanța tehnico-economică în favoarea utilizării tubului **R.-H.**, mai ales în instalații de dimensiuni mici.

RAPORT CURSĂ-ALEZAJ. Factor adimensional, definit la mașinile termice cu piston prin raportul dintre cursa pistonului și diametrul cilindrului. Consacrat, **r.c.-a.** se notează cu ψ (v. Cursa pistonului).

RAPORT DE COMPRIMARE. Parametru constructiv al motoarelor cu ardere internă, care se definește prin raportul dintre volumul (maxim) cilindrului V_a și volumul (minim) al camerei de ardere V_c. Consacrat, raportul de comprimare se notează cu ε ($\varepsilon=V_a/V_c$).

Valoarea **r. de c.** influențează sensibil performanțele energetice ale motorului cu ardere internă. Teoretic și experimental, s-a constatat că randamentul termic și puterea motorului cresc o dată cu creșterea **r. de c.** Această creștere este limitată, însă, de condiții specifice fiecărui tip de motor.

La motoare cu aprindere prin scînteie **r. de c.** este limitat de arderea anormală (detonație, aprinderi secundare). În prezent, **r. de c.** la motorul cu aprindere prin scînteie cu carburator variază între 7 și 9, valorile maxime fiind 10—10,5 (dacă se are în vedere tendința de reducere a aditivării benzinei cu tetraetil de plumb).

La motoare cu aprindere prin comprimare **r. de c.** are valori mai mari, pentru ca temperatura aerului comprimat să fie mai mare decît temperatura de aprindere (autoaprindere) a combustibilului.

Pentru motoare cu aprindere prin comprimare supraalimentate, de puteri mari, limita inferioară utilizată este $\varepsilon=10{,}5\cdots12$, determinată de pornirea sigură a motorului în mediu rece, și pentru a evita fumul alb în perioada de încălzire. De asemenea, la **r. de c.**

Tabelul R.4

Valorile raportului de comprimare

Tipul motorului					ε
Aprindere prin scînteie	Combustibil lichid	Benzină	Cu admisiune naturală, pentru automobile		6,5 . . . 10,5
			Supraalimentat, pentru automobile		6,5 . . . 7,0
			Pentru motocicilete		6,0 . . . 11,5
			Industriale		6,8 . . . 8,0
		Petrol	Pentru tractoare		4,0 . . . 5.0
	Combustibil gazos	Gaze de generator			6,0 . . . 10,0
		Gaze lichefiate, gaze naturale			8,0 . . . 9.5
Diesel	Combustibil lichid	Cu admisie naturală	Lent		13 . . . 14
			Semirapid		14 . . . 15
			Rapid	Cu cameră de ardere nedivizată	15 . . . 18
				Cu cameră de ardere divizată	16 . . . 23
		Supraalimentat			10,5 . . . 12
	Combustibil gazos, procedeu Diesel-gaz				11 . . . 18
Cap incandescent					6,5 . . . 7,5

coborîte, cresc brusc emisiile prin hidrocarburi nearse.

Limita superioară a **r. de c.** este determinată de arhitectura camerei de ardere, de toleranţele de fabricaţie ale organelor mecanismului motor şi de valoarea presiunii gazelor din cilindrul motorului. La motoarele nesupraalimentate $\varepsilon_{max}=21\cdots22$.

Valorile ridicate ale **r. de c.** în condiţiile limitării solicitărilor maxime înseamnă prelungirea arderii în destindere şi scăderea randamentului termic al ciclului.

Valorile **r. de c.** în funcţie de combustibilul utilizat şi destinaţia motorului sînt date în tabelul R.4.

RAREFIERE. Calitatea unui gaz de a fi adus la o presiune mai joasă decît presiunea mediului ambiant, în particular mai joasă decît presiunea atmosferică normală.

RAZA MANIVELEI. Distanţa dintre axele fusului palier şi fusului maneton ale arborilor cotiţi ai maşinilor termice (v. Fig. A.105, vol. I). Se notează cu R sau r şi, valoric, reprezintă jumătate din cursa pistonului ($R=S/2$).

Momentul motor instantaneu este direct proporţional cu **r.m.** ($M_m=T\cdot R$; T — forţa tangenţială la fusul maneton; v. şi Arbore cotit).

RAZĂ HIDRAULICĂ. Raportul R_h dintre aria A a secţiunii ocupate de un curent de lichid (secţiunea vie) şi perimetrul udat P, în această secţiune:

$$R_h=\frac{A}{P}\,.$$

La curgerile sub presiune prin conducte, secţiunea vie coincide cu secţiunea transver-

sală a conductei, iar perimetrul udat, cu perimetrul acestei secțiuni. În cazul conductelor circulare, **r.h.** este:

$$R_h = \frac{\pi d^2/4}{\pi d} = \frac{d}{4},$$

unde d este diametrul conductei.

Pentru canale cu secțiuni de o formă geometrică oarecare (pentru calculul rezistențelor) se introduce noțiunea de diametru echivalent, d_e, dat de relația:

$$d_e = 4R_h.$$

De exemplu, pentru un canal cu secțiunea dreptunghiulară, având laturile a/b, **r.h.** este $R_h = \frac{ab}{2(a+b)}$, iar diametrul echivalent este $d_e = \frac{2ab}{(a+b)}$.

La curgerile libere prin canale sau albii deschise (Fig. R.21), relația generală de calcul a **r.h.** este:

$$R_h = \frac{\int_0^B y\,dx}{\int_0^B \sqrt{1+y'^2}\,dx},$$

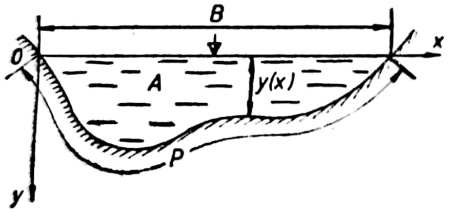


Fig. R.21. Profil hidraulic pentru o albie oarecare.

unde $y=y(x)$ reprezintă adîncimea lichidului în albie în funcție de coordonata x, în lungul secțiunii, iar B — lățimea albiei la suprafața liberă.

Pentru o albie trapezoidală (Fig. R.22) **r.h.** este exprimată în funcție de adîncimea h a albiei, prin relația:

$$R_h = \frac{\beta+m}{\beta+m'} \cdot h,$$

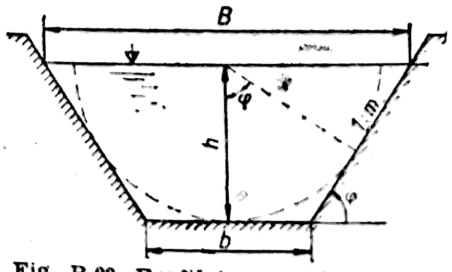


Fig. R.22. Profil trapezoidal optim.

în care: $\beta=b/h$, b fiind lățimea la fund; $m=\operatorname{ctg}\varphi$, unde φ este unghiul taluzului cu orizontala; $m'=2\sqrt{1+m^2}$.

Particular, pentru o albie dreptunghiulară $m=0$, iar în cazul unei albii triunghiulare, $\beta=0$. În cazul albiei dreptunghiulare foarte late, se poate lua $R_h \approx b$, iar pentru o albie dreptunghiulară foarte îngustă, $R_h \approx \frac{b}{2}$.

La curgerile libere printr-un profil circular (Fig. R.23), **r.h.** se exprimă prin relația:

$$R_h = \frac{d}{4}\left(1 + \frac{\sin 2\alpha}{2\pi - 2\alpha}\right),$$

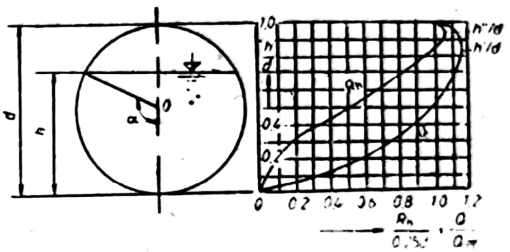


Fig. R.23. Profil circular.

în care d este diametrul, iar α este semiunghiul la centru corespunzător nivelului liber în secțiune, exprimat în radiani (la $\alpha=\frac{\pi}{2}$, secțiunea este umplută pe jumătate, iar la $\alpha=\pi$, secțiunea este umplută complet, la aceste două niveluri obținîndu-se aceeași valoare pentru **r.h.**, egală cu $\frac{d}{4}$). Valoarea maximă a **r.h.** la care corespunde o viteză maximă în canal pentru o pantă longitudinală dată și o rugozitate oarecare a pereților, rezultă pentru un grad de umplere $h'=0{,}813d$, $R_h'=0{,}304d$. Debitul maxim se obține pentru **r.h.** $R_h''=0{,}288d$, care corespunde unui grad de umplere $h''=0{,}951d$.

RĂCIRE. Scăderea temperaturii unui corp prin cedare de căldură unui corp mai rece. Prin **r.**, căldura se transferă de la corpul cald la un agent răcitor, reprezentat de un fluid sau de mediul înconjurător. Temperatura în sistemul ce trebuie răcit poate fi micșorată sau menținută constantă, chiar în condițiile în care sistemul continuă să se încălzească de la o sursă caldă exterioară. **R.** se poate face prin: cedare de căldură de către un corp cald către unul rece cu care se află în contact direct; prin radiație; evaporarea unei cantități de lichid, cînd corpul ce se răcește este lichid. Operația de **r.** se poate clasifica din mai multe puncte de vedere: după contactul agentului de **r.** cu corpul de răcit; naturală sau artificială;

Scanned with OKEN Scanner

după scop: pentru gazele arse, pentru r. la tratamentele termice, pentru r. la deformare la cald etc.; după modul de circulație al agentului răcitor: în circuit deschis, în circuit închis, prin injecție etc.

R. artificială. Se realizează cu ajutorul unui agent răcitor. Ea poate fi liberă, cînd circulația agentului răcitor este determinată de diferența de densitate a fluidului răcitor (circulație gravitațională) sau forțată, cînd circulația agentului răcitor este datorată acțiunii unei forțe exterioare (o pompă, un ventilator, un compresor etc). Agentul de r. are în interiorul circuitului de r. un regim de curgere permanentă sau o circulație intermitentă, astfel încît r. poate fi continuă sau intermitentă.

R. naturală. Se datorează diferenței de temperatură dintre mediul sau sistemul cald și agentul răcitor, de obicei mediul înconjurător, unui fenomen fizico-chimic ce are loc în mediul cald, cum ar fi destinderea, evaporarea etc. R. naturală poate fi dorită sau întîmplătoare. R. dorită are loc prin mărirea suprafețelor de schimb de căldură, cum ar fi nervurarea cilindrilor motoarelor cu ardere internă răcite cu aer, a carterelor inferioare ale motoarelor de automobil, a cilindrilor și carterelor compresoarelor etc. Ea poate înlocui r. artificială în unele cazuri, ca de exemplu, r. cu aer a motoarelor cu ardere internă, a compresoarelor etc. sau a unor instalații industriale etc. R. întîmplătoare se produce fie datorită modului de lucru al mașinilor și instalațiilor, fie accidental. Ea este nedorită, constituind un inconvenient în procesele tehnologice sau în funcționarea mașinilor și instalațiilor, cum ar fi: r. excesivă a motoarelor cu ardere internă datorită temperaturii coborîte a aerului ambiant; r. aburului în contact cu pereții generatoarelor de abur și ai turbinelor; r. cuptoarelor prin pierderile de căldură prin pereți către mediul exterior; r. pereților clădirilor datorită temperaturilor foarte joase ale mediului ambiant etc.

R. directă. Se realizează prin contactul nemijlocit între agentul răcitor și sistemul ce trebuie răcit. Ea poate fi liberă sau forțată și se realizează prin: reacții chimice, radiații, conducție, convecție, amestecare, destindere, evaporare etc.

R. indirectă se realizează printr-un perete ce desparte agentul răcitor de mediul ce trebuie răcit. Ea poate fi liberă sau forțată, circuitul de r. fiind închis sau deschis. La această r., mediul cald și mediul rece se deplasează de o parte și de alta a peretelui despărțitor, trecînd căldura de la mediul cald la cel rece prin radiație, conducție, convecție.

R. în circuit deschis. Are loc în condițiile în care agentul răcitor, după ce a fost în contact cu suprafața de răcit și s-a încălzit preluînd căldura de la mediul ce trebuie răcit, este evacuat în mediul ambiant, deci, nu mai este refolosit.

R. în circuit închis. Este o r. artificială, în care agentul răcitor circulă prin instalația de r. care este închisă. Această instalație are un răcitor, cum sînt radiatoarele la motoarele cu ardere internă, turnurile de răcire etc., în care agentul răcitor va ceda căldura absorbită anterior de la mediul ce trebuie răcit, pentru a putea fi utilizat din nou în circuit.

Factor de r. Reprezintă raportul dintre cantitatea de apă de r. necesară condensării unei anumite cantități de abur și cantitatea de abur condensată. La condensatoarele de suprafață, el se calculează cu relația:

$$m = \frac{\dot{W}}{\dot{D}},$$

în care W și D reprezintă cantitățile de apă de r. și de abur condensat. Pentru o anumită presiune de condensare, m crește cu ridicarea temperaturii inițiale a apei de r., cu micșorarea suprafeței de schimb de căldură și cu înrăutățirea procesului de transfer de căldură din cauza măririlor depunerilor din condensator.

Variația valorilor lui m în funcție de presiunea de saturație p_s. și temperatura inițială a apei de r. t_{ai} se redă în figura R.24. Se observă că valorile lui m cresc cu mărirea temperaturii t_{ai} și cu micșorarea presiunii p_s.

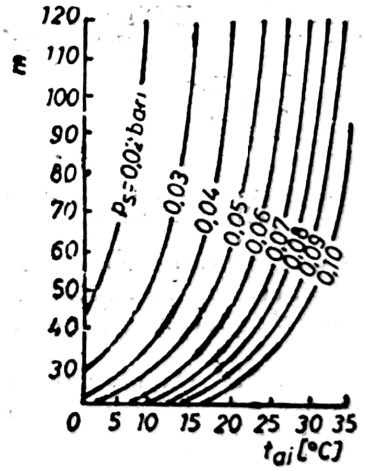


Fig. R.24. Variația valorii factorului de răcire m, în funcție de presiunea de condensare p_s [bar] și de temperatura apei de răcire t_{ai} [°C].

Mărimea factorului m de r. duce la creșterea consumului de energie necesară acționării pompelor de circulație a apei de r. Valoarea optimă a lui m este de 40—120, limita superioară corespunzînd instalațiilor cu r. în circuit deschis.

Scanned with OKEN Scanner

Agenții răcitori pot fi în stare solidă, lichidă și gazoasă. Agenții răcitori solizi în procesul de răcire, trebuie să rămînă fie solizi, fie să se topească. Agenții răcitori lichizi se folosesc la **r.** indirectă. Agenții de **r.** gazoși se folosesc la **r.** indirectă (aparate de schimb de căldură) și directă (turnuri de răcire).

Instalațiile de **r.** sînt instalații necesare menținerii temperaturilor de regim ale mașinilor termice la (motoarele cu ardere internă și la compresoare).

a) **Instalația de r. la motoarele cu ardere internă.** Instalația de **r.** trebuie să țină cont de procesele caracteristice și anume: la admisie **r.**, este necesară, pentru că prin mărirea densității amestecului combustibil (la motoarele cu aprindere prin scînteie), cresc randamentele termic și mecanic. La comprimare, este dezavantajoasă, deoarece căldura preluată de la cilindru motor provoacă micșorarea temperaturii finale de compresie a amestecului combustibil. La ardere, **r.** este dezavantajoasă, deoarece căldura preluată duce la micșorarea temperaturii finale a gazelor arse și destinderea începe de la o temperatură mai mică. La destindere, **r.** este dezavantajoasă, mai ales la începutul ei, ducînd la trecerea transformării adiabatice de exponent k într-o transformare politropică de exponent $m<k$. La evacuare, **r.** este necesară deoarece prin micșorarea volumului gazelor arse se va realiza o umplere mai bună a cilindrilor în faza următoare de admisie. Instalațiile de **r.** sînt: în circuit deschis, pentru motoarele răcite cu aer; în circuit închis avînd ca agenți de răcire apa sau un amestec de apă și antigel.

Instalația de **r.** în circuit deschis (cu aer) impune o suprafață mare de răcire a cilindrilor, deoarece coeficientul de convecție termic spre aer este foarte mic. De aceea, suprafața de răcire se nervurează avînd nervurile grupate în zonele care trebuie răcite mai bine (cilindrii, chiulasele, conductele de evacuare etc.), astfel încît să se obțină o suprafață de **r.**: $S_r=(250-500)$ cm²/kW. Ca exemplu, în figura R.25 se indică distribuția temperaturilor în capul unui cilindru răcit cu aer, la diferite turații ale motorului. Nervurile se dispun perpendicular pe generatoarele cilindrului, cînd curentul de aer este orizontal, sau în lungul generatoarelor cilindrului, cînd curentul de aer este vertical sau cilindrul este orizontal. În figura R.26 se exemplifică nervurarea cilindrilor

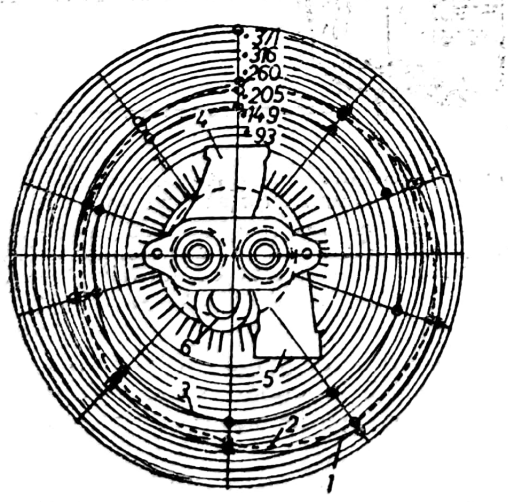


Fig. R.25. Repartizarea temperaturilor în capul unui cilindru răcit cu aer:
1 — curba temperaturilor la turația de 1 800 rot/min; *2* — curba temperaturilor la turația de 2 200 rot/min; *3* — curba temperaturilor la turația de 600 rot/min; *4* — conducta de admisie a motorului; *5* — conducta de evacuare; *6* — locașul bujiei.

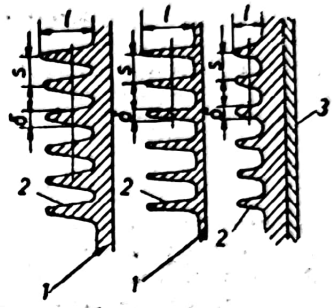


Fig. R.26. Sisteme de nervurare a cilindrilor:
1 — cilindru; *2* — nervuri; *3* — cămașa cilindrului; *l* — lungimea efectivă a nervurii; *δ* — grosimea medie a nervurii; *s* — distanța dintre nervuri.

cu diferite tipuri de nervuri (v. Nervură). Ele pot fi: dreptunghiulare, executate în general prin strunjire, la cilindri de oțel și cu capacitate mică de radiație; trapezoidale, execuție prin turnare, la cilindri din fontă sau din aliaje de aluminiu conice, cu execuție foarte dificilă, dar cu capacitate mare de radiație. Se definește eficiența termică a nervurii, raportul:

$$\eta_p=\frac{Q_e}{Q_i}$$

în care Q este cantitatea de căldură cedată efectiv (65—80% se cedează de către chiulasă și 35—20% se cedează de blocul cilindrilor), iar Q_i — cantitatea de căldură cedată de o nervură ideală (la care temperatura este constantă de-a lungul nervurii și egală cu temperatura exterioară a cilindrului). Debitul de aer uzilizat pentru răcire în cazul nervurilor este:

$$\dot{V}_{aer}=w_{aer}\cdot S_n\ [\mathrm{m^3/s}],$$

unde: w_{aer} este viteza relativă dintre aer și blocul cilindrilor [m/s], iar S_n — suprafața liberă a nervurilor [m²]. Circulația aerului este forțată și se datorează deplasării motorului sau unui ventilator. Pentru o **r.** cît mai eficientă, curentul de aer se poate dirija prin mantale

Scanned with OKEN Scanner

care îmbracă blocul cilindrilor. Cea mai mare parte din căldură se transferă de la nervuri la aer prin convecție. Coeficientul de convecție α_{aer} crește o dată cu mărirea vitezei aerului w_{aer} (Fig. R.27) și scade o dată cu creșterea diame-

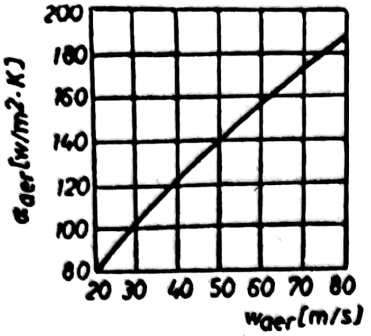


Fig. R.27. Variația coeficientului de convecție nervură-aer în funcție de viteza aerului.

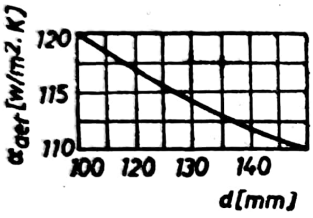


Fig. R.28. Variația coeficientului de convecție nervură-aer în funcție de diametrul cilindrului.

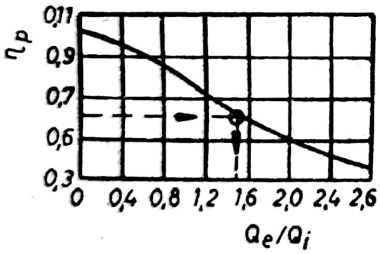


Fig. R.29. Variația eficienței termice a nervurii în funcție de Q_e/Q_i.

trului cilindrului (Fig. R.28) și cu micșorarea distanței dintre nervuri. În general, această distanță se alege $s=(3\cdots10)$ mm. În figura R.29 se prezintă eficiența nervurii η_f în funcție de raportul Q_e/Q_i. Mărirea vitezei aerului în cazul r. forțate trebuie limitată, deoarece puterea necesară antrenării ventilatorului crește cu cubul vitezei aerului.

Instalația în circuit închis se realizează cu apă vara, iar în anotimpul rece apa se amestecă cu soluție antigel. Aceste instalații pot fi: cu r. liberă sau prin termosifon (Fig. R.30) fără pompă de apă, utilizate la motoare mici de tracțiune și semistabile; cu r. forțată prin

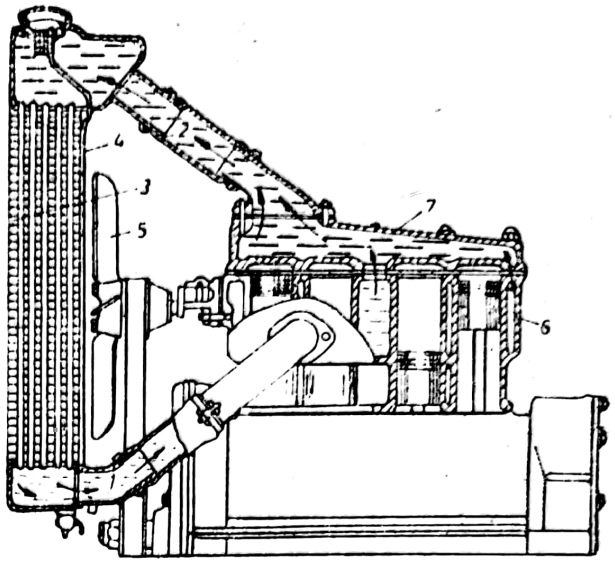


Fig. R.30. Schema instalației de răcire în circuit închis cu apă, prin termosifon:
1 — curent de apă rece; *2* — curent de apă caldă; *3* — radiator; *4* — țeavă de preaplin; *5* — ventilator; *6* — blocul cilindrilor; *7* — culasă.

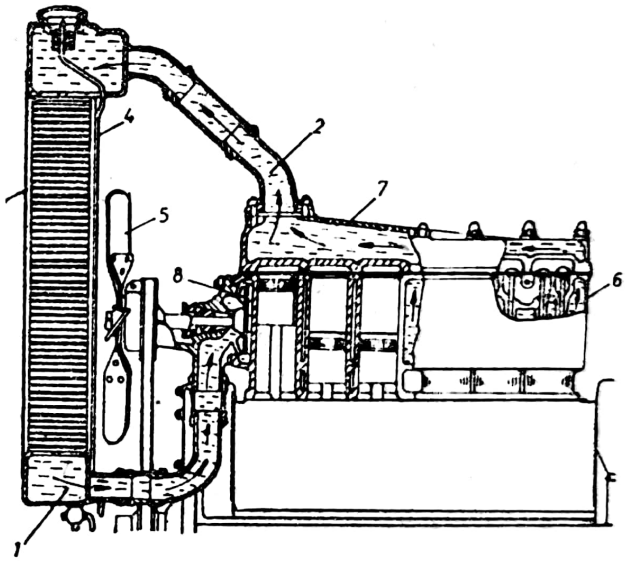


Fig. R.31. Schema instalației de răcire în circuit închis, forțată, cu apă:
1 — curent de apă rece; *2* — curent de apă caldă; *3* — radiator; *4* — țeavă de preaplin; *5* — ventilator; *6* — blocul cilindrilor; *7* — culasă; *8* — pompă de apă.

intermediul unei pompe de apă (Fig. R.31), fiind cel mai răspîndit sistem. Cantitatea de căldură primită de apă este:

$$Q=qP \text{ [kJ/h]}$$

în care P este puterea motorului [kW]; iar q — consumul specific de căldură [kJ/kWhe în general, $q=1\,500\cdots4\,000$ kJ/kWh, valorile superioare corespunzînd motoarelor cu aprinder. [prin scînteie de putere mică, cu raport mic de comprimare și cu turație joasă, iar valorile

inferioare corespunzînd motoarelor cu aprindere prin scînteie și celor cu aprindere prin comprimare de putere mare.

Instalația de r. în circuit închis, cu amestec lichid, folosește un agent de r. cu punct de fierbere ridicat. În general, se poate utiliza un amestec de etilenglicol $-C_2H_4(OH)_2$ cu apă, avînd punct de fierbere de 170°C și cel de solidificare de −43°C, cu căldură specifică de circa 2,93 kJ/kgK și cu temperatura de aprindere de 124°C destul de apropiată de temperatura de lucru a motorului, reprezentînd un pericol de incendiu la o eventuală scurgere.

Instalația de r. în circuit închis, prin vaporizare, realizează o răcire indirectă și este formată din două circuite: unul de apă și celălalt de abur (Fig. R.32). Circuitul de apă cuprinde

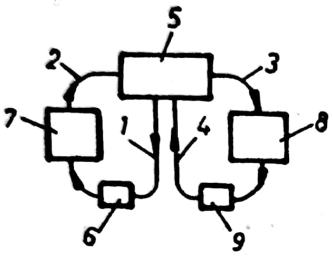


Fig. R.32. Schema de principiu a instalației de răcire în circuit închis prin vaporizare:
1 — curent de apă; *2* — curent de amestec apă-abur; *3* — curent de abur; *4* — curent de condensat; *5* — separator; *6* — pompă de apă; *7* — motor; *8* — radiator; *9* — pompă de condensat.

pompa de apă, camerele de apă ale blocului cilindrilor și separatorul. Din pompă, apa trece prin canalele de apă și intră sub formă de amestec apă-abur în separator unde se face separarea. De aici apa este aspirată și refulată iar în camerele de apă, iar aburul se trimite în radiator. Circuitul de apă-abur cuprinde radiatorul, pompa de condensat și separatorul. Aburul cedează căldură în radiator și condensatul este trimis în pompa de condensat în separator. Vaporizarea are loc în camerele de apă ale blocului cilindrilor sau la ieșirea din el, în acest caz montîndu-se un ajutaj sau o clapetă de ieșire a apei, mărind astfel presiunea și punctul de fierbere al apei. Instalația de r. prin vaporizare (Fig. R.33) are avantajul că nu formează pungi de abur la ieșirea din camerele de apă, care să producă supraîncălziri locale în chiulasa motorului și este mai eficientă decît cea cu apă, ducînd la micșorarea capacității și dimensiunilor radiatorului. Ea are dezavantaje datorate dificultății reglării automate, siguranței mai mici în exploatare (la o eventuală fisurare, pierde imediat agentul

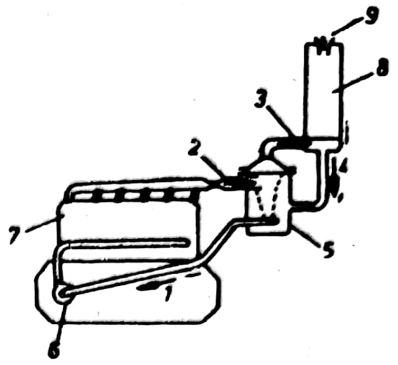


Fig. R.33. Instalație de răcire prin vaporizare:
1 — curent de apă; *2* — curent de amestec apă-abur; *3* — curent de abur; *4* — curent de condensat; *5* — separator; *6* — pompă de apă; *7* — motor; *8* — radiator; *9* — supapă de siguranță.

de r, datorită presiunii lui) și uzurii rapide a motorului, utilizîndu-se numai la regimuri de temperaturi înalte.

Instalația de r. forțată, cu apă este formată dintr-o pompă de apă (Fig. R.31), radiator, ventilator, termostat, conducte, camere de circulație a apei de r. în blocul cilindrilor (Fig. R.34). Apa de r. circulă între peretele

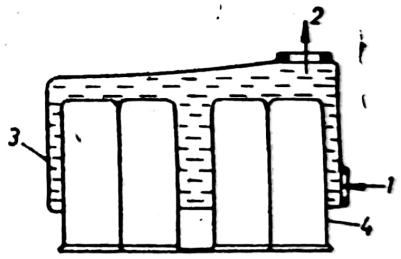


Fig. R.34. Camerele de apă la instalația de răcire forțată:
1 — conductă de intrare a apei reci; *2* — conductă de ieșire a apei calde; *3* — cameră de apă; *4* — blocul cilindrilor.

interior și cel exterior al blocului cilindrilor, preluînd o mare cantitate de căldură dinspre chiulasa motorului. Radiatorul motorului este de forma unui fagure montat într-o carcasă rigidă, în care se află bazinul de colectare a apei calde și bazinul de plecare a apei răcite. Fagurele este format din celule tubulare de cupru, aluminiu, oțel, alamă etc. sau din celule lamelare ștanțate și lipite (Fig. R.30; Fig. R.31) care să asigure o suprafață de răcire cît mai mare. Ventilatorul motorului are rolul de a activa circulația aerului prin radiator, în jurul motorului răcitorului de ulei etc., fiind de obicei axial. Paletele rotorului ventilatorului se pot face turnate din metale ușoare, mono-

Scanned with OKEN Scanner

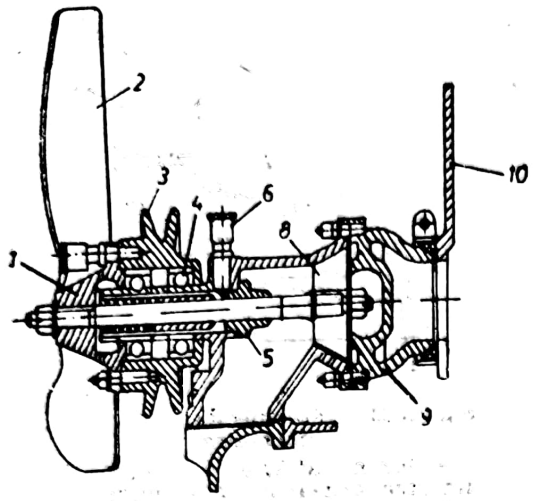


Fig. R.35. Ventilator cu palete turnate:
1 — butuc; *2* — paletă turnată; *3* — roată de curea; *4* — rulment; *5* — presgarnitură; *6* — element de presaj; *7* — ax; *8* — rotor de pompă de apă; *9* — suport; *10* — blocul cilindrilor.

bloc, cu butucul (Fig. R.35), ventilatorul avînd randamentul de circa 60—80%, sau pot fi presate din oţel sau fontă (Fig. R.36), calate pe un manşon, ventilatorul avînd randamentul de 30—40%. Debitul apei de r. este:

$$m_{apă} = \frac{q - P}{c_{apă} \cdot \Delta t},$$

în care: q este consumul specific de căldură al motorului [kJ/kWh]; P — puterea motorului

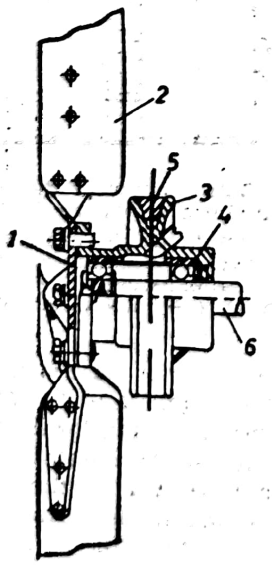


Fig. R.36. Ventilator cu palete ştanţate din tablă:
1 — discul ventilatorului; *2* — paletă ştanţată; *3* — roată de curea; *4* — rulment; *5* — curea trapezoidală; *6* — ax.

[kW]; $c_{apă}$ — căldura specifică a apei [kJ/kgK]; Δt — diferenţa dintre temperatura apei la intrarea şi la ieşirea din radiator [grd].

b) **Instalaţia de r. a aerului la compresoare.** Instalaţia de r. are rolul de a micşora temperatura aerului comprimat. Ea depinde de raportul de creştere a presiunii, de debitul de gaz şi de natura agentului de r. Prin r. se reduce exponentul politropic al fazei de comprimare de la o valoare apropiată de exponentul adiabatic la una apropiată de exponentul transformării izoterme $n=1$ (Fig. R.37). Astfel, se micşo-

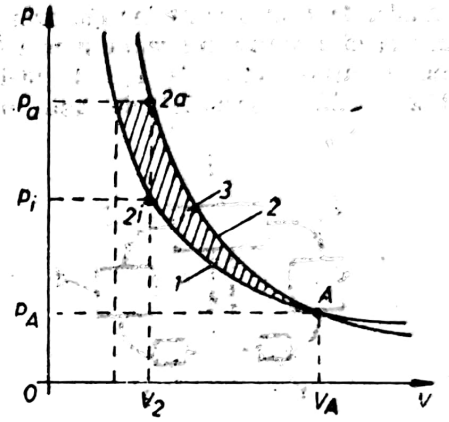


Fig. R.37. Reprezentarea proceselor de comprimare izotermă şi adiabatică într-un compresor, în diagrama mecanică p—V:
1 — curbă izotermă; *2* — curbă adiabatică; *3* — suprafaţă ce exprimă economia de lucru mecanic; p_A — presiunea iniţială; V_A — volumul iniţial; V_2 — volumul final de comprimare; p_i — presiunea finală de comprimare la izotermă; p_a — presiunea finală de comprimare la adiabată.

rează lucrul mecanic consumat de compresor; se măreşte coeficientul de umplere datorită r. gazului din spaţiul vătămător; se micşorează temperatura pereţilor cilindrilor şi a conductelor de aspiraţie, îmbunătăţindu-se aspiraţia şi mărindu-se randamentul volumic; se micşorează temperatura suprafeţelor supuse frecării — supapa, pereţii pistonului, ai cilindrului etc., asigurînd o ungere corespunzătoare şi evitînd oxidarea, descompunerea şi cocsificarea lubrifianţilor care ar apare la temperaturi mai ridicate. Instalaţiile de r. pot fi: în circuit deschis şi în circuit închis.

Instalaţia de r. în circuit deschis foloseşte ca agent de r. aerul şi se utilizează la compresoarele cu raport de creştere a presiunii mic şi cu debitul de gaz comprimat redus.

Instalaţia de r. în circuit închis foloseşte ca agent de r. apa şi se utilizează la compresoarele care au grade de compresie şi debite de gaz comprimat cu valori medii şi mari. R. se face prin intermediul unor cămăşi de r. şi prin răcitoare intermediare. Schema

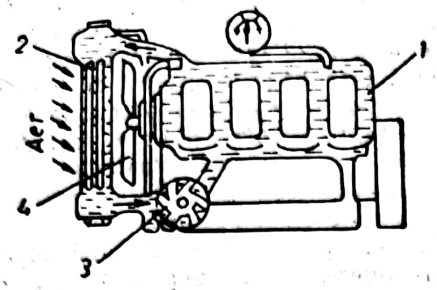


Fig. R.38. Schema instalației de răcire în circuit închis, cu apă, a compresorului:

1 — spațiu de răcire; *2* — radiator; *3* — pompă centrifugală; *4* — ventilator.

instalației de **r.** a unui compresor în acest caz se prezintă în figura R.38. La compresoarele în trepte se utilizează **r.** intermediară între trepte și **r.** finală. Aceasta din urmă este necesară pentru evitarea producerii condensării vaporilor de apă din aer, în conducta de refulare, care ar crea un pericol de îngheț al apei și de crăpare a conductei iarna, deoarece condensarea are loc chiar în răcitor. Compresoarele cu o singură treaptă au nevoie de o cantitate de apă de **r.** de circa 10—15 l/kWh, iar cele cu **r.** intermediară, de 20—25 l/kWh. Suprafața necesară de **r.** se determină din condiția, că aerul fiind umed apa de **r.** trebuie să preia căldura din procesul de comprimare al gazului și cea de vaporizare, datorită condensării vaporilor de apă din gaz. La compresoarele cu debite mari de gaz, apa de **r.** se răcește artificial, de regulă, în turnuri de răcire, iar pierderile produse prin evaporarea ei se compensează prin adăugare de apă proaspătă.

RĂCITOR. Aparat schimbător de căldură destinat răcirii fluidelor din diverse procese industriale, apa sau aerul fiind principalii agenți de răcire. După tipul constructiv al aparatului, se deosebesc **r.** prin suprafață, la care agenții termici nu se amestecă între ei, trecerea căldurii de la fluidul cald la cel rece având loc printr-un perete despărțitor și **r.** prin amestec, la care transferul căldurii are loc prin contact direct. **R.** sînt prezentate în procese tehnologice din diverse industrii (energetică, chimică, petrolieră, alimentară, metalurgică, construcții de mașini etc.) ori de cîte ori este necesară răcirea fluidelor tehnologice (lichide, gaze, vapori). Extragerea căldurii se face, de regulă, cu apă curgătoare (riuri), din acumulări (lacuri, mare), prin recirculare (sisteme cu turnuri de răcire), de adîncime (puțuri), iar în unele cazuri, cu aer, atunci cînd apa lipsește sau este neadecvată folosirea ei.

Ecuația de transfer de căldură a acestor aparate: $Q=k_s S\Delta t_{med}$ [W] unde S este suprafața de schimb de căldură, [m²]; Δt_{med} — diferența medie de temperatură; [°C] k_s — coeficientul global de schimb de căldură [W/m² · °C] al aparatului în funcțiune (cu depuneri pe suprafața de schimb de căldură) care se calculează cu relația:

$$\frac{1}{k_s}=\frac{1}{k_{s0}}+R_{sd}=R_s \ [\text{m}^2\cdot\text{°C/W}], \qquad (1)$$

K_{s0} fiind coeficientul global de schimb de căldură al aparatului curat (fără depuneri) [W/m² · °C]; R_{sd} — rezistența termică totală a depunerilor [m² · °C/W]; $R_s=1/k_s$ — rezistența termică totală a aparatului cu depuneri [m² · °C/W]. În tabelul R.5 se dau valorile aproximative și intervalul de variație pentru calculele termice de analiză a **r.** pentru mărimile K_{s0}, k_s, R_{sd} și R_s.

R. de ulei. Căldura acumulată de ulei și provenită din frecări în lagărele mașinilor rotative (turbine cu abur, motoare termice și electrice etc.) este evacuată cu ajutorul **r.** de ulei. În cele mai multe cazuri se prevăd două **r.** de ulei: unul în funcțiune și celălalt de rezervă.

Tabelul R.5

Valorile parametrilor calculului termic al schimbătoarelor de căldură răcite cu apă

Fluidul cald	Fluidul rece	K_{s0} [W/m² · °C]	K_s [W/m² · °C]	R_{sd} [m² · °C/W]	R_s [m² · °C/W]
Apă, metanol, amoniac	Apă	1 400—6 000	1 000—3 000	0,0002	0,0003—0,0010
Ulei de ungere	Apă	100—450	100—350	0,0005	0,0030—0,0100
Gaze	Apă	10—350	10—300	0,0005	0,0033—0,1000
Soluții apoase	Apă	1 400—6 000	1 000—3 000	0,0002	0,0003—0,0010
Organice ușoare (<0,5 cP)	Apă	600—1 600	450—900	0,0005	0,0011—0,0022
Organice medii (0,5—1 cP)	Apă	350—1 050	300—700	0,0005	0,0015—0,0033
Organice grele (>1 cP)	Apă	30—600	30—450	0,0005	0,0022—0,0330
Freon-12 (vapori)	Apă	350—1 600	300—900	0,0005	0,0011—0,0033

Scanned with OKEN Scanner

Acestea sînt prevăzute cu sertare de deschidere-închidere cuplate mecanic care, în cazul scoaterii din funcțiune a unui **r.**, deschid în mod automat accesul uleiului la celălalt aparat, împiedicînd în felul acesta executarea unor manevre greșite. Uleiul introdus în partea superioară a **r.** de ulei (care pentru construcțiile obișnuite este de formă cilindrică și executat din tabla de oțel sudată), parcurge fasciculul de țevi de răcire ce iese prin partea inferioară. Cu ajutorul unor șicane tip disc și inel, uleiul este obligat să realizeze o scurgere transversală peste țevi (Fig. R.39). În partea cea mai de sus

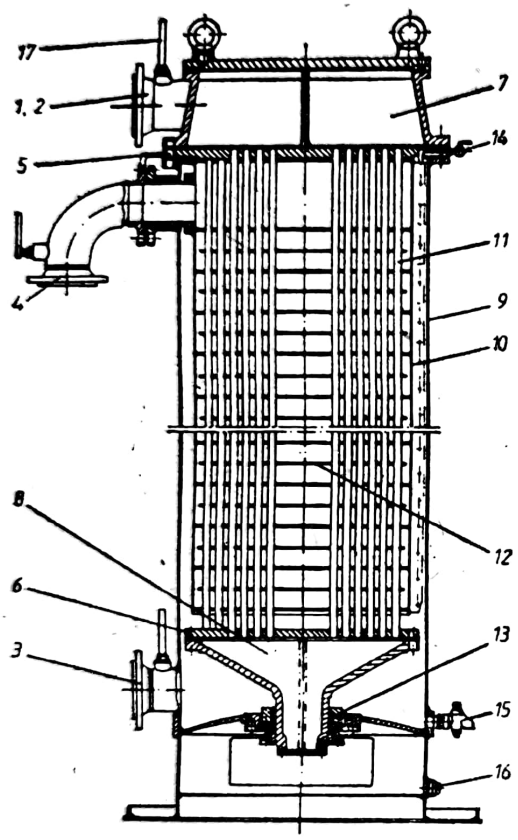


Fig. R.39. Secțiune longitudinală printr-un răcitor de ulei:

1, 2 — intrarea, respectiv, ieșirea apei de răcire; *3* — intrarea uleiului; *4* — ieșirea uleiului; *5* — placă tubulară superioară; *6* — placă tubulară inferioară (a capului flotant); *7* — cameră colectoare de apă; *8* — cap flotant; *9* — manta; *10* — perete cilindric interior; *11* — fascicul tubular; *12* — șicane disc și inel; *13* — etanșare cu presetupă; *14* — robinet de aerisire; *15* — robinet de golire a uleiului; *16* — bușon de golire apă; *17* — termometre.

a spațiului pentru ulei este prevăzut un robinet de aerisire, iar în partea de cea mai de jos, unul de golire.

Țevile de răcire ale **r.** de ulei sînt confecționate din alamă prin care circulă apă de răcire. Țevile sînt prinse la ambele capete în plăci tubulare; flanșa plăcii tubulare superioare este încastrată, în timp ce fasciculul tubular împreună cu placa tubulară inferioară și camera de apă inferioară îmbinată cu șuruburi sînt suspendate liber în spațiul de ulei, putînd urmări dilatările termice (construcție denumită cu cap flotant). Pentru golirea apei de răcire camera de apă inferioară străbate, cu o prelungire tubulară, fundul spațiului cu ulei, fiind închisă cu un capac. Intrarea și ieșirea apei de răcire are loc prin camera de apă superioară. Prin prevederea unor pereți transversali în camera de apă superioară și în camera inferioară, apa de răcire parcurge patru drumuri prin fasciculul tubular. Racordurile de intrare și ieșire pentru apă și ulei sînt prevăzute cu termometre și cu termocupluri pentru controlul temperaturii de la distanță (tabloul de comandă). În **r.** presiunea uleiului trebuie să fie mai mare decît presiunea apei, pentru ca în cazul spargerii unei țevi să se evite intrarea apei în ulei și degradarea proprietăților de ungere ale acestuia.

R. generatoarelor electrice sincrone. Puterea unei mașini sincrone se poate mări fie prin creșterea dimensiunilor mașinii, fie mărind solicitările electrice și magnetice din mașină, ultimul procedeu necesitînd perfecționarea sistemului de răcire pentru evacuarea căldurii degajate prin pierderi electrice și magnetice. Răcirea mașinii electrice poate fi indirectă (căldura dezvoltată în înfășurări ajunge la mediul de răcire, trecînd prin izolația conductoarelor și crestăturilor și prin fierul miezului magnetic) și directă (canalele de răcire sînt plasate în crestături sau în interiorul barelor elementare ale înfășurărilor).

Cele mai răspîndite sisteme de răcire sînt: indirectă cu aer (pînă la 50 MW); indirectă cu hidrogen (peste 50 MW), care, dacă se combină cu răcirea directă cu hidrogen în rotor, se pretează la puteri pînă la 200 MW; directă cu hidrogen în stator și rotor; directă cu lichide în stator și directă cu hidrogen în rotor (în domeniul puterilor 150—1 000 MW); directă cu lichide în stator și rotor (peste 1 000 MW). În figura R.40 se prezintă modul

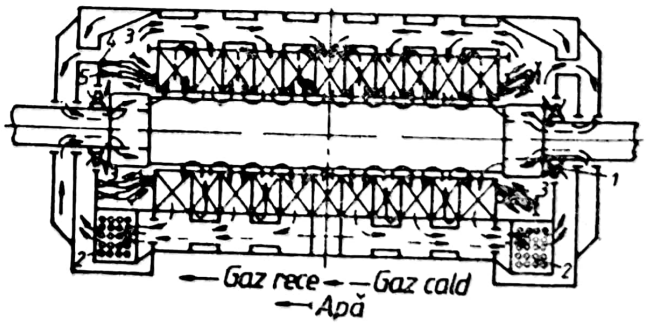


Fig. R.40. Răcirea cu apă a statorului și cu hidrogen a rotorului generatoarelor electrice cu puteri de 150—1 000 MW:

1 — ventilator axial; *2* — răcitor de hidrogen cu apă; *3* — cameră cu presiune ridicată; *4* — colector de apă rece; *5* — colector de apă caldă.

Scanned with OKEN Scanner

de răcire directă a generatoarelor electrice de mare putere din centralele termo și nucleare-electrice.

Avantajele răcirii cu hidrogen sînt următoarele:

— Datorită densității mai mici a hidrogenului față de aer (în generator se găsește un amestec de 97—98% hidrogen și în rest aer, vapori de apă și alte gaze) de circa 9—10 ori, se reduc pierderile prin ventilație de 9—10 ori;

— Hidrogenul pur are căldura specifică de 14,3 ori mai mare decît aerul, rezultînd, astfel, pentru aceleași condiții de temperatură și de cantitate de căldură evacuată un debit de hidrogen de 14,3 ori mai mic decît de aer;

— Coeficientul de schimb de căldură între suprafețele active din mașină și hidrogen este de 1,3—1,5 ori mai mare decît în cazul aerului;

— Răcirea cu hidrogen mărește securitatea în funcționare a materialelor electroizolante din mașină și durata de viață a acestora, deoarece elimină acțiunea corosivă a oxigenului și diminuează pe cea a umidității;

— În cazul răcirii cu hidrogen, deoarece acesta nu întreține arderea, deteriorările care apar la un scurtcircuit interior sînt localizate în jurul locului defectului;

Dintre dezavantajele răcirii cu hidrogen se menționează:

— Amestecul de 3,3—74% hidrogen cu aer este exploziv;

— Este necesar să se prevadă unele sisteme speciale de etanșare, cu garnituri de cauciuc la piesele fixe și, de regulă, cu peliculă de ulei în curgere la piesele mobile;

— Trebuie să se controleze permanent puritatea hidrogenului, în scopul evitării pătrunderii de aer și a formării amestecurilor explozive; umplerea cu hidrogen a mașinii se face sub protecție de bioxid de carbon;

— Carcasele statoarelor generatoarelor răcite cu hidrogen sînt cu 50—80% mai grele decît la răcirea cu aer, pentru a rezista la presiunea creată la o explozie interioară.

R. cu hidrogen este realizat sub forma unui aparat tubular, cu apă de răcire în țevi și hidrogen în exterior. Este prevăzut cu suprafețe extinse (nervuri tip placă, transversale peste axul țevilor) pentru a compensa diferențele dintre valorile coeficienților de convecție pentru apă și gaz. **R.** este amplasat în interiorul carcasei mașinii. Domeniul eficace de presiune a hidrogenului este de 1,5—3,5 bar.

R. cu lichid al generatoarelor electrice este realizat sub forma unor canale practicate în conductoarele (barele) înfășurărilor. Drept fluid de răcire se preferă apa distilată datorită unei călduri specifice ridicate (de trei ori mai mare decît a uleiului), lipsa pericolului de incendiu, costului redus, puterii de pompare coborîte.

R. de condensat. Se folosesc în centralele termoelectrice (clasice sau nucleare), asociate

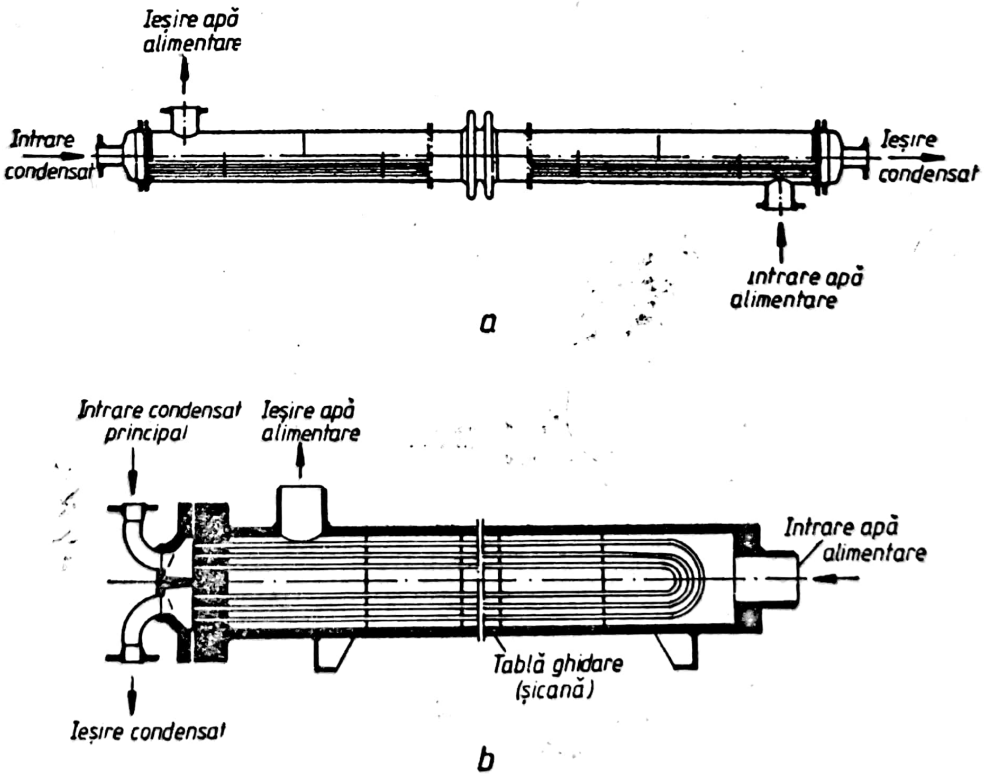


Fig. R.41. Răcitor de condensat de joasă presiune (*a*) și de înaltă presiune (*b*).

preîncălzitoarelor regenerative ale apei de alimentare, în scopul măririi perfecționării transferului de căldură în regeneratoare. **R.** de condensat sînt schimbătoare de căldură de suprafață apă-apă între condensatul mai cald al aburului de priză și condensatul principal mai rece (apa de alimentare a generatorului de abur). Ca soluție constructivă, ele se pot realiza ca aparate înglobate în preîncălzitorul principal pe lîngă care funcționează sau ca aparate separate. Coeficientul global de schimb de căldură are valori de ordinul $k_e = 500 \cdots 2\,200$ W/m^2·°C.

R. de condensat ce lucrează la joasă presiune sînt prevăzute cu țevi drepte sau în formă de U. La **r.** reprezentat în figura R.41, *a* intrarea și ieșirea condensatului principal se face pe la capetele frontale ale aparatului. Prin aceasta, se obține o curgere în contracurent a condensatului principal față de condensatul secundar. Cele două camere de apă sînt îmbinate cu plăcile tubulare prin șuruburi. Preluarea dilatărilor termice se face prin intermediul unui compensator lenticular sudat pe manta.

R. de condensat ce lucrează la înaltă presiune se construiesc aproape exclusiv din țevi în U și sînt realizate integral prin sudare. Mantaua și placa tubulară formează o singură piesă. Apa de alimentare curge prin spațiul dintre țevi, intrarea ei făcîndu-se pe la partea frontală opusă camerei de distribuție, care are acum rolul de introducere și evacuare a condensatului secundar din aparat (Fig. R.41, *b*). Din motive constructive, ieșirea condensatului principal se face radial, în vecinătatea plăcii tubulare.

R. atmosferice. Sînt plasate în turnurile de răcire, sub umplutura acestora, fiind denumite și **r.** cu pulverizare, **r.** cu țevi libere sau **r.** deschise. Ele reprezintă schimbătoare de căldură de suprafață apă-apă, la care apa din țevi constituie fluidul ce trebuie să fie răcit (în cadrul unui proces industrial), iar apa de turn este agentul de răcire. O soluție tipică de **r.** atmosferic plasat într-un turn de răcire cu tiraj forțat este arătată în figura R.42. Cea mai largă utilizare a acestui aparat este legată de răcirea motoarelor cu combustie internă și a compresoarelor cu piston. În comparație cu aparatele convenționale (schimbătoare de căldură tubulare cu țevi și manta), **r.** atmosferice conduc la investiții mai mici.

R. atmosferic este realizat sub forma unui fascicul tubular, susținut de un cadru-suport între două colectoare prevăzute cu capace demontabile prinse cu șuruburi. Colectoarele sînt prevăzute cu racordurile de intrare și ieșire a apei. **R.** are lungimi de 2,5—6 m și lățimi de 1—2 m, în funcție de structura internă a turnului de răcire. Un turn de răcire poate fi echipat cu 4—6 **r.** atmosferice. Țevile sînt prinse direct în plăcile tubulare ale colectoarelor.

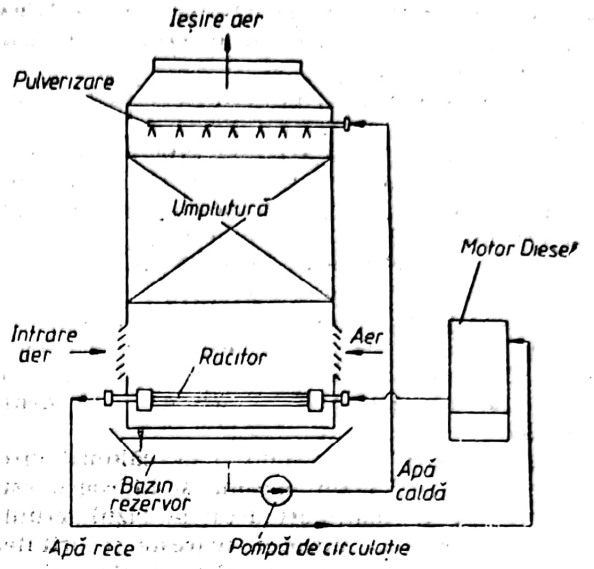


Fig. R.42. Răcitor atmosferic dispus într-un turn de răcire.

Fasciculul tubular este realizat din 3—7 rînduri orizontale de țevi, pasul pe verticală între acestea fiind mai mic decît pasul pe orizontală pentru a permite drenarea normală a apei de răcire în bazinul colector. În cazul în care este necesar un număr mai mare de rînduri de țevi, se recomandă folosirea a două aparate suprapuse. Principalele avantaje ale **r.** atmosferice constau în costul scăzut și în puterea redusă de pompare. Principalul dezavantaj îl constituie formarea relativ rapidă a depunerilor pe suprafața exterioară a țevilor din cauză evaporării. Din motive de acces la țevi și de îndepărtare a depunerilor, țevile sînt dispuse în paralel și nu alternat. Ca metodă de curățire se recomandă cea mecanică (răzuire).

Apa din interiorul fasciculului tubular parcurge un circuit închis, fiind succesiv încălzită în instalația de proces (blocul motorului Diesel — Fig. R.42) și răcită în **r.** atmosferic. Printr-o viteză mare de curgere a apei prin țevi, procesele de coroziune și de depunere sînt minime atît în fasciculul **r.**, cît și în instalație; variația de temperatură a apei recirculate este de 6—12°C, la o temperatură de peste 50°C în **r.**

La folosirea unui **r.** atmosferic, debitul necesar de apă de răcire din turnul de răcire este mai mic decît în cazul unei răciri cu aparate schimbătoare de căldură obișnuite, datorită procesului de evaporare care apare la suprafața exterioară a țevilor **r.** atmosferic. Atunci cînd este folosit pentru condensarea aburului evacuat din turbine sau mașini termice, **r.** atmosferic este denumit condensator prin evaporare.

R. de abur. O metodă de reglaj a temperaturii aburului supraîncălzit produs de cazanele

de abur folosește schimbătoare de căldură de suprafață pentru a evita introducerea de săruri în abur care poate apare la reglajul temperaturii aburului prin injecție de apă. În figura R.43 se prezintă o astfel de schemă de reglaj,

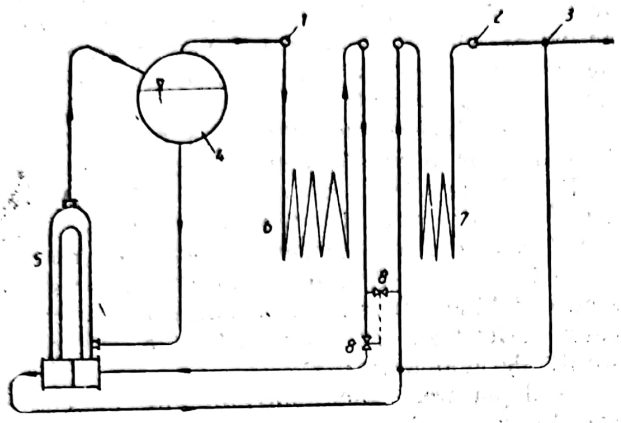


Fig. R.43. Răcitor de abur prin suprafață cu reglajul debitului de abur prin ocolirea răcitorului:

1 — colectorul de abur saturat; *2* — colectorul de abur supraîncălzit; *3* — conducta ventilelor de reglaj; *4* — tamburul cazanului de abur; *5* — răcitorul de abur pentru reglajul supraîncălzirii; *6* — treapta întîia și a doua a supraîncălzitorului; *7* — treapta a 2-a; *8* — ventile de reglaj.

în care r. de abur este un aparat cu țevi în U și manta, parcurs prin țevi de aburul supraîncălzit, iar printre țevi de apă la saturație din tamburul separator, care vaporizează, deplasîndu-se prin circulație naturală.

REACTOR CHIMIC. Aparat folosit în tehnologiile cu procese (reacții) chimice în urma cărora se obțin anumite substanțe. **R.c.** este specific fiecărui procedeu de fabricație.

După natura transformării la care sînt supuși reactanții, se deosebesc: **r.c. termice**, **r.c. electrochimice**, **r.c. biochimice** (sau de fermentare), **r.c. fotochimice**. La rîndul lor, **r.c. termice** (cele mai răspîndite în industrie) se împart în **r.c. termice de tip**: vas de reacție, turn, schimbător de căldură, cuptor, sau combinații între acestea.

R.c. pot fi clasificate și după fazele prezente în proces:

— **r.c. gaz-gaz** (pentru reacții exoterme, endoterme sau combinate; reacții catalitice și necatalitice; procese exclusiv continue) de tipul cameră de reacție cu arzător, schimbător de căldură; pat fluidizat;

— **r.c. lichid-lichid**, omogen sau neomogen (pentru neutralizări, esterificări, hidralizări ș.a.) de tipul vase cu agitator, tub de reacție, turn de extracție;

— **r.c. gaz-lichid** (pentru procese de chemasorpție) de tipul camere de stropire, turn cu film căzător, turn cu talere; vas cu agitator; camere de fermentație;

— **r.c. lichid-solid** (pentru procese de leșiere, percolare; reducere (oxidare, extracție etc.) de tipul autoclave; fierbătoare; malaxoare etc.;

— **r.c. gaz-solid** (pentru procese la temperaturi normale sau foarte ridicate) de tipul cuptoarelor, aparatelor Hasenclever sau altele similare.

REACTOR NUCLEAR. Instalație complexă în care poate fi inițiată, menținută și controlată o reacție de fisiune nucleară în lanț. Mai este denumit reactor atomic sau pilă atomică. **R.n.** sînt: **reactoare de cercetare** sau de putere zero (reprezentînd **r.n.** de putere mică sau medie), folosite în principal ca sursă de neutroni, în scopuri de cercetare, producere de izotopi radioactivi etc.; **reactoare de putere** (care reprezintă instalația de bază în energetica nucleară). Funcționarea unui **r.n.** se bazează pe reacția de fisiune nucleară (v. Fisiune nucleară). Interesul practic pentru **r.n.** derivă din cantitățile mari de energie termică care se pot obține pe această cale; astfel, dacă 1 g de huilă poate dezvolta prin ardere 30 kJ, 1 g de U^{235} poate dezvolta prin fisiune $88 \cdot 10^6$ kJ, adică de circa $3 \cdot 10^6$ ori mai mult.

Elementele caracteristice ale unui r.n. Deși există o mare varietate de **r.n.**, care diferă prin principiile de funcționare sau elementele componente, se pot stabili, totuși, o serie de elemente generale comune acestora, și anume cele prezentate în figura R.44.

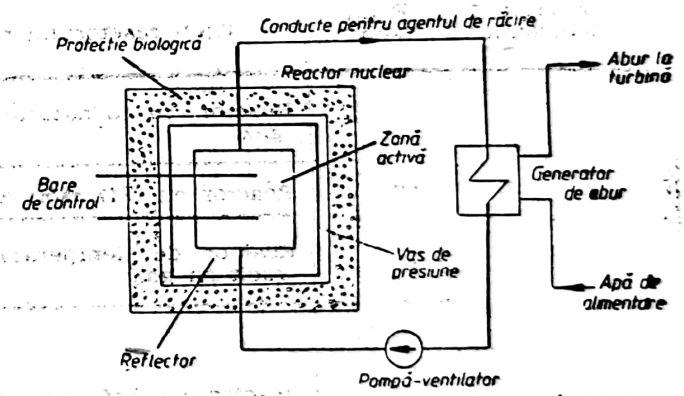


Fig. R.44. Elementele principale ale unui reactor nuclear și ale circuitului primar la o centrală nucleară electrică.

Zona activă reprezintă locul în care se desfășoară reacția de fisiune în lanț și unde se dezvoltă căldura de reacție. Zona activă conține trei elemente:

— Combustibilul nuclear, reprezentat de unul din izotopii fisionabili (uraniu-235, plutoniu-239 sau uraniu-233), de regulă, în amestec cu materialele fertile (uraniu-238 sau toriu-232). Combustibilul nuclear se prezintă sub formă solidă (metale, aliaje sau materiale ceramice: oxizi, carburi) sau lichidă (soluții apoase de săruri).

— Moderatorul, un material a cărui funcție este încetinirea prin ciocniri elastice a neutro-

Scanned with OKEN Scanner

nilor rapizi rezultați din reacția de fisiune pînă la viteze sau energii coborîte, la care probabilitatea reacției de fisiune crește foarte mult. Cele mai bune moderatoare sînt materialele cu număr de masă mic și cu o tendință cît mai redusă în captarea neutronilor, ca de exemplu: apa grea (D_2O) și ușoară (H_2O), grafitul, beriliul, oxidul de beriliu.

— Agentul de răcire, un fluid care preia și evacuează din zona activă căldura dezvoltată prin reacția de fisiune. Un bun agent de răcire trebuie să aibă o capacitate de transport al căldurii cît mai mare și o tendință de captare a neutronilor cît mai redusă, ca de exemplu: apa, gazele (CO_2, He), metalele lichide, unii compuși organici. Cele trei elemente de mai sus: combustibilul nuclear, moderatorul și agentul de răcire determină caracteristicile principale ale unui **r.n.** și ale unei centrale nuclearoelectrice. Ansamblul lor este denumit *filiera reactorului nuclear.*

Reflectorul este un material care înconjoară zona activă, avînd rolul de a reduce pierderile de neutroni din aceasta, care ar scăpa în mediul ambiant, prin reflectarea (întoarcerea) lor către zona activă, pentru a participa la reacția de fisiune. Efectul reflectorului este acela de îmbunătățire a bilanțului de neutroni al zonei active și de reducere a dimensiunilor acesteia. Reflectorul este alcătuit din aceleași materiale ca și moderatorul.

Elementele de control ale **r.n.** acționează asupra densității neutronilor în zona activă și permit manevrarea **r.n.** la operațiile de pornire, oprire sau variații de putere, prin următoarele procedee:

— introducerea și extragerea din zona activă a unor bare (de control sau reglaj brut și fin, de avarie), formate din materiale puternic absorbante de neutroni (cadmiu, bor etc.), reprezentînd procedeul cel mai folosit;

— introducerea în zona activă a unor substanțe lichide puternic absorbante de neutroni, care acționează ca „otrăvuri" (de exemplu, soluții de acid boric);

— deplasarea unei porțiuni din reflector sau din zona activă.

Materialele structurale sînt materiale metalice slab absorbante de neutroni, cu proprietăți mecanice bune și rezistente la temperatură, din care se execută toată structura zonei active (tecile elementelor com-

Tabelul R.6

Cele mai importante tipuri de reactoare nucleare energetice eterogene

Energia neutronilor	Felul răcirii	Tipul reactorului nuclear	Combustibil	Moderator	Agent de răcire
Termici	Gaz	Reactor cu U-natural răcit cu gaz	U-natural	Grafit	CO_2
		Reactor cu D_2O răcit cu gaz	U-natural	D_2O	CO_2
		Reactor de temperatură înaltă răcit cu gaz	U-îmbogățit	Grafit	CO_2, He
	Apă	Reactor cu apă sub presiune și apă în fierbere	U-îmbogățit	H_2O	H_2O
			U-natural	D_2O	D_2O
			U-îmbogățit	Grafit	H_2O
	Fluid organic	Reactor moderat și răcit cu un fluid organic	U-îmbogățit	$C_n H_m$	$C_n H_m$
		Reactor cu D_2O răcit cu un fluid organic	U-natural	D_2O	$C_n H_m$
	Metal	Reactor cu grafit și sodiu	U-îmbogățit	Grafit	Na
	Abur	Reactor răcit cu abur (cu supraîncălzire)	U-îmbogățit	H_2O	H_2O
			U-îmbogățit	Grafit	Abur
Rapizi	Metal	Reactor reproducător cu neutroni rapizi	U-foarte îmbogățit	—	Na, Na—K

bustibile, casetele de combustibil, elementele de fixare și susținere, canalele de răcire etc. Se folosesc zirconiul, aluminiul, aliajele acestora, oțelul inoxidabil.

Protecția biologică reprezintă straturi din materiale solide absorbante de radiații și neutroni (de regulă, beton cu plumb și bor), care înconjoară **r.n.** în scopul reducerii nivelului de radioactivitate emis de **r.n.** către mediul ambiant.

Vasul de presiune este un recipient metalic sau din beton, care conține zona activă a **r.n.** și care este conceput a rezista la presiunile și temperaturile de funcționare. Ca o alternativă constructivă, există **r.n.** cu tuburi de presiune care conțin ansamblurile de elemente combustibile și agentul de răcire și care rezistă la parametrii de funcționare.

Clasificarea r.n. În tabelul R.6 se prezintă sintetic un mod de clasificare a **r.n.**, deosebind următoarele criterii principale:

a) *După energia neutronilor* care produc reacția de fisiune, fiind criteriul de clasificare a **r.n.** cel mai general, se deosebesc: **r.n.** rapide, la care reacțiile de fisiune sînt produse de neutroni cu o energie (sau viteză) mai mare de aproximativ 0,1 MeV; **r.n.** intermediare sau epitermice; **r.n.** termice, la care fisiunile sînt produse de neutroni încetiniți cu energii (sau viteze) sub 0,1 eV; față de **r.n.** rapide, **r.n.** termice au avantajul unei mai mari flexibilități în proiectare.

b) *După scopul* **r.n.**, se deosebesc: **r.n.** de cercetare, încercări de materiale și producere de radioizotopi; **r.n.** producătoare de material fisionabil (breeder); **r.n.** de propulsie navală sau cosmică; **r.n.** de putere (energetice).

c) *După combustibilul nuclear* folosit, se deosebesc: **r.n.** cu uraniu natural (0,7% U-235, 99,3% U-238); **r.n.** cu uraniu îmbogățit (peste 0,7% U-235, restul U-238); **r.n.** cu Pu-239 sau U-233. Primele două tipuri fiind cele mai des întîlnite la **r.n.** energetice.

d) *După geometria combustibil-moderator* se deosebesc: **r.n.** eterogene, la care combustibilul nuclear și moderatorul sînt distincte; **r.n.** omogene, la care combustibilul este dispersat (cel mai adesea dizolvat) în moderator care este și agent de răcire. Toate **r.n.** energetice de astăzi sînt eterogene.

e) *După agentul de răcire*, se deosebesc următoarele tipuri de **r.n.**: răcite cu apă sau abur, răcite cu gaze, răcite cu agenți organici, răcite cu metale lichide (sodiu, sodiu-potasiu).

Principalele tipuri de **r.n.** energetice utilizate astăzi sînt:

R.n. *cu apă ușoară sub psesiune* (PWR — pressurized water reactor) sînt **r.n.** la care apa ușoară (H_2O) este agent de răcire și moderator și este menținută la presiuni ridicate (100—170 bar) pentru a preveni fierberea acesteia. Acest tip de **r.n.** reclamă utilizarea unui combustibil nuclear îmbogățit. Căldura evacuată din **r.n.** servește la producerea aburului într-un schimbător de căldură intermediar (generator de abur) cu care se alimentează o turbină cu abur.

La **r.n.** PWR cu vas de presiune, structura internă cuprinde zona activă cu plăcile-suport superioară și inferioară și ecranul de protecție termică, după cum rezultă din figura R.45.

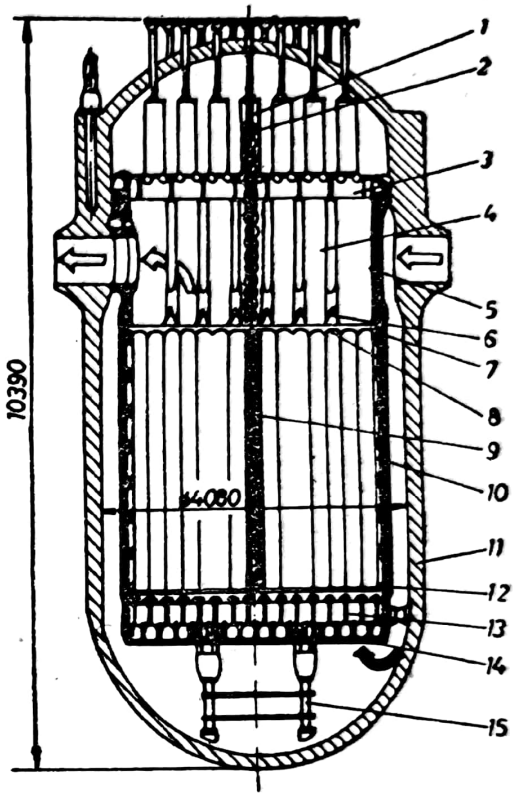


Fig. R.45. Secțiune prin vasul de presiune al reactorului PWR:
1 — bară de reglare; *2* — ghidajul barei de reglare; *3* — sistem de susținere; *4* — structura de rezistență de deasupra zonei active; *5* — manta; *6* — știut; *7* — placă distanțieră superioară; *8* — ghidaj de centrare a casetei de elemente combustibile; *9* — casetă de elemente combustibile; *10* — manta înconjurătoare a zonei active (ecran de protecție termică); *11* — vasul de presiune; *12* — vasul zonei active; *13* — structura de rezistență de sub zona activă; *14* — placă-suport inferioară; *15* — coloane de susținere.

Apa rece parcurge, la început, spațiul inelar creat între mantaua zonei active și vasul **r.n.** pentru a asigura răcirea pereților, după care curge prin canalele tehnologice de jos în sus. În dreptul zonei active, se instalează o protecție termică sub forma unui inel cilindric pentru protejarea peretelui vasului **r.n.** împotriva efectelor radiațiilor radioactive emise de zona activă.

R.n. *cu apă ușoară în fierbere* (BWR — boiling water reactor) sînt **r.n.** la care apa ușoară (H_2O) este agent de răcire și moderator,

Scanned with OKEN Scanner

apa fierbînd în zona activă și transformîndu-se în abur saturat uscat sau supraîncălzit. Aburul produs de **r.n.** alimentează direct un turbogenerator. La aceste reactoare, combustibilul nuclear trebuie să fie îmbogățit. Structura internă (Fig. R.46) este complexă datorită

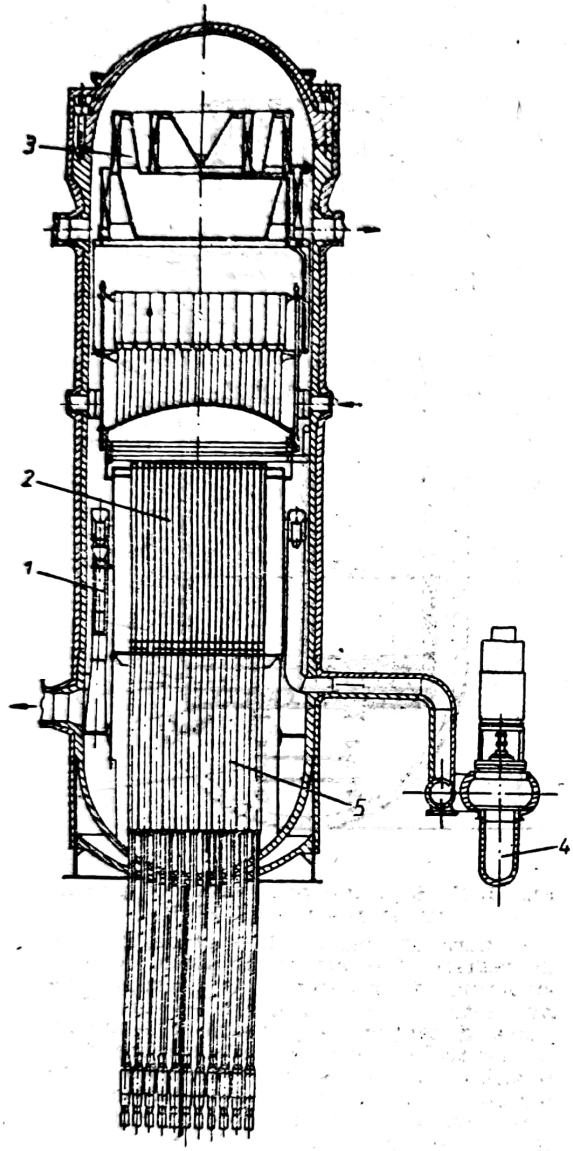


Fig. R.46. Secțiune prin vasul reactorului BWR: *1* — ejectoare; *2* — zonă activă; *3* — separatoarele de umiditate din abur; *4* — pompă exterioară de circulație; *5* — bare de control.

faptului că, în afara componentelor de la **r.n.** PWR, se instalează și separatoarele de umiditate și pompele de circulație. Separatoarele de umiditate sînt formate din baterii de cicloane dispuse deasupra zonei active cu intrarea amestecului apă-abur fie lateral, fie axial inferior. Pentru mărirea gradului de uscare a aburului se utilizează separatoare cu jaluzele după separatoarele ciclon. Circulația forțată multiplă a apei în zona activă la **r.n.** BWR se realizează cu pompe de circulație exterioare, pompe de circulație cu ejectoare sau pompe axiale interne. Mai utilizate sînt pompele ejectoare, care asigură o circulație forțată multiplă pe lîngă peretele vasului și prin zona activă, ca în figura R.46. Prevederea sistemului de separare a umidității din abur la partea superioară a vasului de presiune a condus la plasarea sistemului de bare de control la partea inferioară. Vasul de presiune se dimensionează pentru presiuni de funcționare în zona activă de 60—80 bar.

R.n. cu apă grea (HWR — heavy water reactor) sînt **r.n.** care folosesc apa grea ca moderator. Agentul de răcire poate fi un gaz ca la **r.n.** moderate cu apă grea și răcite cu gaz (HWGCR — heavy water moderated, gas cooled reactor), apa ușoară ca la **r.n.** moderate cu apă grea și răcite cu apă ușoară în fierbere (HWLWR — heavy water moderated, boiling light water cooled reactor sau SGHWR — steam generating heavy water reactor) sau apa grea ca la **r.n.** moderate și răcite cu apă grea sub presiune (PHWR — pressurised heavy water moderated and cooled reactor). La aceste **r.n.**, aburul produs în vasul de presiune sau în generatorul de abur de către agentul de răcire primar alimentează un turbogenerator electric. Potrivit tipului de **r.n.** se folosește uraniu natural sau combustibil nuclear îmbogățit. Cele mai utilizate sînt **r.n.** PHWR, care vor echipa într-o primă perioadă și energetica nucleară românească.

R.n. *răcite cu gaze* (GCR —gas cooled reactor) sînt **r.n.** la care agentul de răcire este un gaz (CO_2, He), iar moderator grafitul (Fig. R.47). Aburul produs de generatorul de abur prin transfer de căldură cu agentul de răcire gazos alimentează un turbogenerator. **R.n.** GCR din prima generație, denumite Magnox, folosesc uraniul natural. **R.n.** ulterioare, **r.n.** avansate răcite cu gaz (AGR — advanced gas cooled reactor) și mai ales **r.n.** de înaltă temperatură răcite cu gaz (HTGR — high temperature gas cooled reactor) folosesc un gaz nobil ca agent de răcire, grafitul ca moderator și combustibil îmbogățit.

R.n. *rapide reproducătoare* (FBR — fast breeder reactor) sînt **r.n.** la care agentul de răcire este, de regulă, sodiul lichid, moderatorul fiind, de obicei, absent sau prezent în cantități reduse și reacțiile de fisiune fiind produse de neutroni rapizi (Fig. R.48). **R.n.** necesită combustibil nuclear foarte îmbogățit; zona activă este înconjurată cu un strat (blanket) de material fertil (U-238, Th-232) care este convertit în material fisionabil prin reacții de captură de neutroni proveniți din zona activă; în aceste **r.n.** este astfel posibil să se producă mai mult material fisionabil decît se consumă. **R.n.** FBR reprezintă următoarea generație de **r.n.**, pentru etapa în care izotopul fisionabil natural U-235 este pe cale de a se epuiza.

Scanned with OKEN Scanner

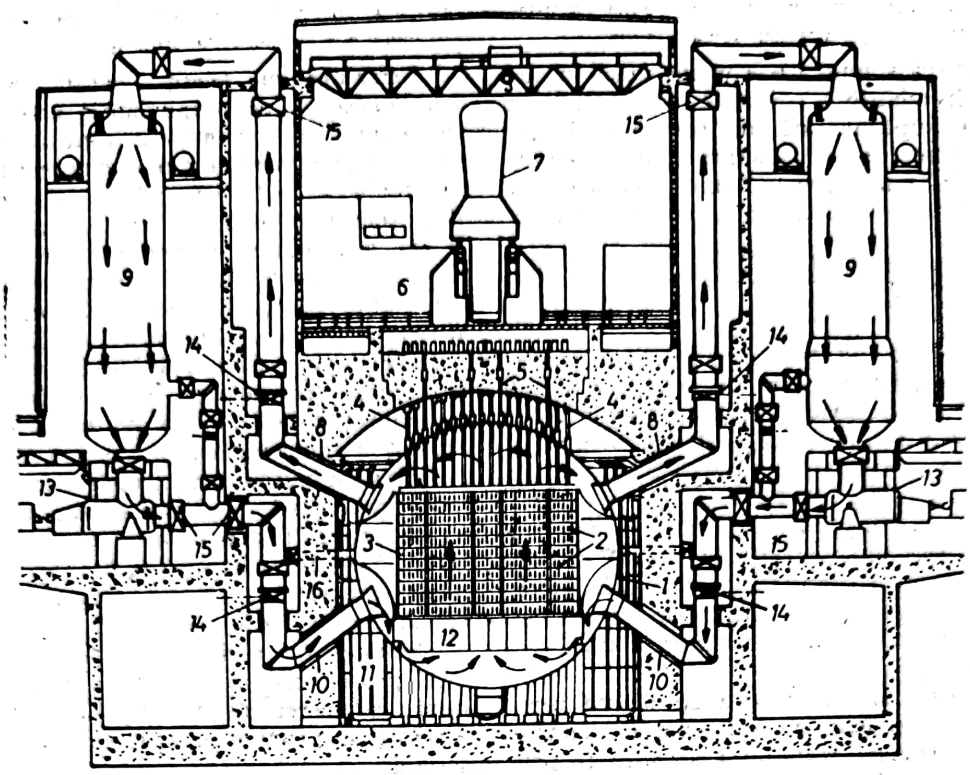
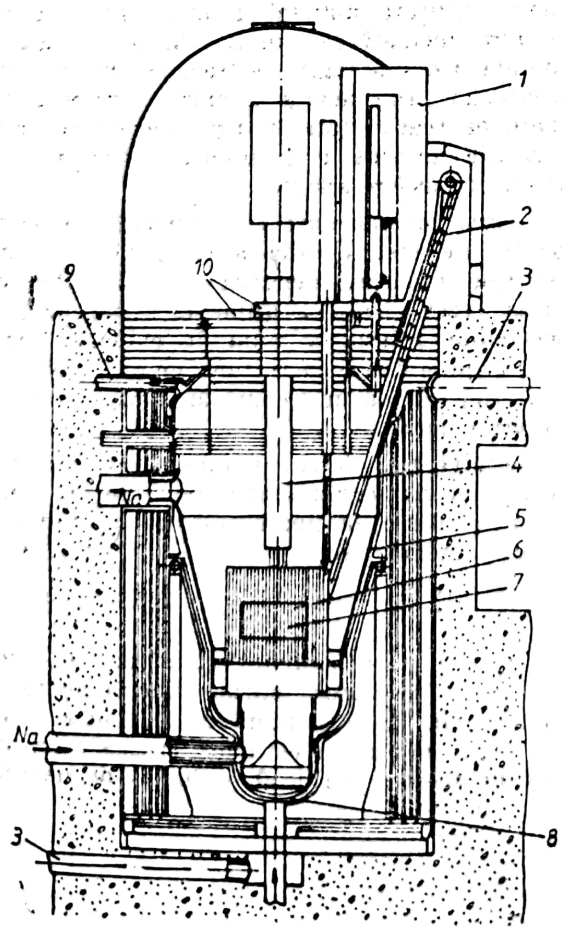


Fig. R.47. Structura internă a reactorului GCR:
1 — vasul de presiune al reactorului; *2* — casete de elemente combustibile; *3* — moderatorul de grafit; *4* — tuburi de ghidaj pentru încărcare-descărcare; *5* — tuburi de ghidaj al barelor de reglare; *6* — planşeul sălii reactorului; *7* — maşina de încărcare descărcare a combustibilului; *8* — conducta de ieşire a gazului cald din reactor; *9* — generatoare de abur; *10* — conducta de intrare a gazului rece în reactor; *11* — protecţia termică; *12* — placă-suport; *13* — suflante de gaz; *14* — vane; *15* — burdufuri de dilatare termică; *16* — tuburi de ghidaj pentru ţevile sistemului de detectare a defectelor de teacă.



R.n. *răcite şi moderate organic* (OMCR — organic moderated and cooled reactor) sînt **r.n.** la care moderatorul şi agentul de răcire sînt reprezentate de fluide organice de tipul difenilului ($C_{12}H_{10}$) sau a amestecului de difenil cu terfenili (Santowax). **R.n.** reclamă combustibil nuclear îmbogăţit.

Funcţionarea şi controlul r.n. Funcţionarea unui **r.n.** are loc la atingerea criticităţii. Un **r.n.** este critic, atunci cînd factorul efectiv de multiplicare k_{ef} (definit ca raportul dintre numărul de neutroni rezultaţi din fisiune într-o generaţie şi numărul total de neutroni pierduţi prin absorbţie şi scăpări în generaţia precedentă) este egal cu 1. Pentru $k_{ef}<1$ **r.n.** este subcritic (convergent, cu putere des-

Fig. R.48. Secţiune printr-un reactor FBR:
1 — cameră de încărcare cu combustibil; *2* — transportor de combustibil nuclear; *3* — ventilaţia protecţiei; *4* — coloană cu acţionările sistemului de reactivitate; *5* — carcasă; *6* — ecran; *7* — zonă activă; *8* — cămaşă pentru controlul ermeticităţii şi supraîncălzirii reactorului nuclear; *9* — conductă către perna de gaz; *10* — plăci turnate pentru manipularea combustibilului.

Scanned with OKEN Scanner

crescătoare), iar pentru $k_{ef}>1$, este supracritic (divergent, cu putere crescătoare).

Zona activă a unui **r.n.** conține masa critică de izotop fisionabil (v. Masă critică) și o cantitate suplimentară de combustibil nuclear, **r.n.** fiind potențial supracritic. *Reactivitatea* ρ a unui **r.n.** reprezintă abaterea acestuia de la criticitate și este definită prin relația:

$$\rho=\frac{k_{ef}-1}{k_{ef}}.$$

Excesul de reactivitate $\Delta\rho=k_{ef}-1$ este controlat cu ajutorul barelor de reglaj (control) absorbante de neutroni. La funcționarea la putere constantă, $\Delta\rho=0$ ($k_{ef}=1$), la pornire și la creșterea sarcinii, $\Delta\rho>0$ ($k_{ef}>1$), iar la oprire, $\Delta\rho<0$ ($k_{ef}<1$). **R.n.** cu zona activă nouă trebuie să dispună de reactivitate suplimentară (exces de reactivitate) care, inițial, va fi absorbită de sistemul de control. În timp, sistemul de control își va reduce acțiunea treptat pe măsura consumării combustibilului nuclear.

Cînd excesul de reactivitate $\Delta\rho$ devine zero, combustibilul nuclear nu mai poate menține **r.n.** critic și urmează reînnoirea acestuia fie prin oprirea **r.n.**, descărcarea combustibilului uzat și înlocuirea lui cu combustibil nou, fie prin înlocuirea continuă și treptată a combustibilului sub sarcină.

Reglajul **r.n.** se face prin absorbție de neutroni. Peste 99% din neutroni apar ca neutroni prompți, emiși în mai puțin de 10^{-14} s de la procesul de fisiune și care au ca durată de viață 10^{-3}—10^{-4} s. Sub 1% din neutroni apar ca neutroni întîrziați produși pe parcursul a cîtorva ore după fisiune, prin dezintegrarea radioactivă a fragmentelor de fisiune, intensitatea emiterii lor scăzînd exponențial cu timpul. Dacă mărimea factorului efectiv de multiplicare, k_{ef}, este mai mic decît 1,0065 ($\rho>0{,}0065$), adică inferior cotei emisiei de neutroni întîrziați (0,65% la U-235), **r.n.** poate fi controlat, deoarece viteza de variație a intensității reacției de fisiune și a puterii **r.n.** este lentă. Apare, astfel, posibilitatea practică de a interveni în timp cu un sistem de reglaj care să acționeze prin absorbție de neutroni. În caz contrar, pentru $\rho>0{,}0065$ **r.n.** nu mai poate fi controlat, datorită variației exponențiale extrem de rapide a puterii.

Reglajul **r.n.** se poate face folosind următoarele moduri de absorbție controlată a neutronilor; cu bare din materiale absorbante solide (oțeluri cu bor și cadmiu), cu lichide absorbante (acid boric) introduse în anumite volume izolate din **r.n.**, cu lichide absorbante amestecate în moderator sau în agentul de răcire.

Controlul reactivității are trei funcțiuni: de a prelua sistematic excesul inițial de reactivitate, de reglaj în exploatare, de siguranță (oprirea **r.n.** în caz de avarie).

Otrăvirea cu xenon. Pentru reactivitatea **r.n.** deosebit de importantă este cantitatea de xenon (Xe) existentă în zona activă, a cărei secțiune de absorbție a neutronilor este deosebit de mare ($3\cdot10^6$ barn). Xenonul rezultă din dezintegrarea telurului ca produs de fisiune în iod și a iodului în xenon cu un timp de înjumătățire de 6,7 h, fragmente de fisiune care reprezintă 6,1% din total. Xenonul apare cu întîrziere față de fisiune, fiind la rîndul său consumat prin absorbție de neutroni termici sau prin dezintegrare radioactivă (timp de înjumătățire 9,2 h). La putere constantă se creează o concentrație de Xe de echilibru. La o reducere de putere sau la oprire, fluxul de neutroni micșorîndu-se xenonul nu mai este consumat în egală măsură prin absorbție de neutroni. El este însă produs în continuare prin dezintegrarea iodului acumulat, astfel încît cantitatea de Xe se mărește treptat, producînd un fenomen de otrăvire a zonei active. Maximul procesului are loc la aproximativ 10 h după reducerea de putere. Cea mai intensă otrăvire se produce la oprirea **r.n.** de la plina sarcină.

Deoarece la un moment dat un **r.n.** dispune de o rezervă de reactivitate limitată, rezultă că nu este posibil să se urmărească orice variație de putere în funcționare. Dacă oprirea unui **r.n.** este de durată mai lungă decît timpul în care otrăvirea depășește rezerva de reactivitate, el nu mai poate fi repornit decît după 36—50 h, adică după vîrful de otrăvire cu xenon. Durata maximă a unei opriri cu repornire imediată este de 20—30 min. Dacă se impune **r.n.** un regim cu sarcini parțiale mai accentuate, este nevoie să existe o rezervă mai mare de reactivitate în **r.n.**, elementele combustibile urmînd a fi înlocuite mai des, iar gradul de ardere scăzînd.

Acest fenomen are o importanță deosebită pentru alegerea schemei și componentelor unei centrale nucleare electrice (CNE), dimensionarea rezervelor și a alimentării cu energie a serviciilor interne și pune în evidență faptul că din punct de vedere funcțional o CNE trebuie exploatată în regim de bază, livrînd o putere constantă.

Puterea r.n. Grad de ardere. Puterea produsă de un **r.n.** ca rezultat al reacțiilor de fisiune (v. Fisiune) se poate calcula, în mod simplificat, cu relațiile:

$$P=V\Sigma_f\Phi/3{,}1\cdot10^{10}=8{,}3\cdot10^{10}G\sigma_f\Phi\ [\mathrm{W}],$$

în care: V este volumul zonei active [cm^3]; $\Sigma_f=N\sigma_f$ — secțiunea eficace macroscopică de fisiune [cm^{-1}]; N — numărul de nuclee fisionabile pe cm^3; σ_f — secțiunea eficace microscopică de fisiune [cm^2]; Φ — fluxul de neutroni

[1/cm² ·s]; produsul $V\Sigma_f\Phi$ reprezintă numărul de fisiuni pe secundă din zona activă, iar $3 \cdot 1 \cdot 10^{10}$ fisiuni/s = 1 W; G — cantitatea de izotop fisionabil din zona activă a **r.n.** [g]. Relația de calcul al puterii **r.n.** pune în evidență următoarele: reglajul și controlul puterii unui **r.n.** se fac prin variația fluxului de neutroni Φ; modificările în timp ale mărimii $\Sigma_f = N\sigma_f$ (deci ale numărului de nuclee fisionabile N pe cm³) și ale mărimii Φ (deci ale densității neutronilor pe cm³) modifică puterea **r.n.**

Gradul de ardere este o măsură a cantității de combustibil consumată de un **r.n.**, exprimat ca: procentul de atomi de combustibil nuclear care au fisionat sau cantitatea de energie produsă de unitatea de masă de combustibil din **r.n.**, uzual în MW zile/tona de combustibil. Gradul de ardere influențează direct economicitatea unei CNE. O parte importantă din costul kWh produse de CNE o constituie costul de fabricație al elementelor combustibile (EC). Acest cost reprezintă o cheltuială pentru CNE ori de cîte ori un EC uzat este extras din zona activă. Din punct de vedere economic, se urmărește mărirea timpului de staționare a unui EC în **r.n.**, respectiv realizarea unor grade de ardere cît mai mari. De exemplu, din punct de vedere termic există echivalența 1 kg U-natural = 20 000 kg combustibil convențional, dar din această energie doar o parte, corespunzătoare gradului de ardere, este utilizabilă.

Gradul de ardere este limitat de modificările dimensionale din EC, de acumularea produselor de fisiune și de consumul de material fisionabil (sărăcirea în izotop fisionabil). La reactoarele existente gradul de ardere variază între 4 000 și 100 000 MW zi/t (Tabelul R.7).

Tabelul R.7

Gradul de ardere al combustibilului nuclear

Tipul reactorului	Combustibilul folosit	Gradul de ardere
BWR	U-îmbogățit 2—3%	20 000—30 000 MWzi/t
PWR	U-îmbogățit 2—3,5%	20 000—35 000 MWzi/t
PHWR	U-natural	7 000—9 000 MWzi/t
GCR	U-natural	4 000—4 500 MWzi/t
AGR	U-îmbogățit 1,5%	10 000 MWzi/t
OMCR	U-îmbogățit	5 000—10 000 MWzi/t

Pentru un combustibil nuclear cu o anumită îmbogățire în izotop fisionabil, gradul de ardere poate fi mărit prin adoptarea unei anumite încărcări și circulații a combustibilului prin zona activă, principalele soluții fiind:

— *Încărcarea uniformă* a zonei active la un anumit moment cu combustibil nuclear; EC nu mai sînt deplasate pînă la descărcarea și reîncărcarea completă a zonei active. Această soluție este nerecomandabilă pentru **r.n.** mari, deoarece conduce la grade de ardere neuniforme în zona activă.

— *Încărcarea centru-periferie*, cînd periodic EC noi sînt introduse în centrul zonei active și deplasate progresiv radial către periferia zonei active, de unde sînt evacuate din **r.n.** Această metodă asigură un grad de ardere ridicat, dar se mărește variația densității de putere în zona activă.

— *Încărcare periferic-centru*, cînd combustibilul nou este introdus la periferia zonei active și deplasat periodic către centru, de unde este descărcat. Deși gradul de ardere obținut este mai mic decît în metoda precedentă, acest procedeu asigură o aplatizare a densității de putere în zona activă în direcție radială.

— *Încărcarea bidirecțională*, cînd încărcarea și descărcarea combustibilului se realizează prin împingerea unor casete de EC prin zona activă. Metoda se aplică la **r.n.** de tip Calandria (PHWR cu zona activă cilindrică orizontală). Încărcarea și descărcarea combustibilului are loc la extremitățile canalelor de EC, canalele adiacente fiind parcurse în sensuri opuse. Se obține o îmbunătățire a gradului de ardere și a gradientului densității de putere.

— *Încărcarea pe zone*, procedeu care reprezintă o modificare a primului sistem, de încărcare uniformă; zona activă este împărțită în 1—4 zone radiale, în fiecare zonă îmbogățirea în izotop fisionabil fiind diferită. Pe o perioadă de 2—3 ani poziția EC nu se modifică. Metoda prezintă avantajul unor opriri mai rare ale **r.n.** pentru permutarea EC în zona activă.

Evacuarea căldurii din r.n. Agenți de răcire. Un **r.n.** trebuie să aibă un sistem de răcire adecvat pentru a preveni atingerea unor temperaturi limită în zona activă, impuse de combustibilul nuclear, de proprietățile agenților de răcire, de comportarea materialelor. Agenții de răcire pot fi lichizi (apa ușoară sau grea, sodiul, lichidele organice, sărurile topite) sau gazoși (bioxidul de carbon, heliul). Alegerea agenților de răcire pentru **r.n.** energetice se face avînd-se în vedere următoarele criterii.

Economice: cost scăzut, disponibilitate mare (apa grea, heliul și metalele lichide sînt mai puțin disponibile decît apa ușoară și bioxidul de carbon), energie de pompare scăzută (în funcție de pierderile de presiune, care sînt cele mai mari pentru gaze), coeficienți de schimb de căldură prin convecție mari. În tabelul R.8 se dau comparativ pentru unii agenți de răcire

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul R.8

Performanțele agenților de răcire pentru reactoarele nucleare energetice

Agentul de răcire	α [W/m²·°C]	Pp/Q (adimensional)
Apă ușoară și apă grea	30 000—50 000	1,0 (referință)
Lichide organice (polifenili etc.)	10 000—20 000	4—10
Metale lichide (Na, Na—K)	40 000—100 000	3—7
Gaze (CO_2, He, N_2)	100—3 000	~100

valorile coeficienților de convecție α și ale raportului dintre puterea de pompare P_p și puterea termică a r.n., Q.

Fizice: punct de topire scăzut (astfel încît agentul de răcire să rămînă în stare lichidă în timpul funcționării și, preferabil, în timpul opririi r.n.), presiune de saturație coborîtă sau punct de fierbere ridicat (pentru a evita folosirea unor presiuni ridicate în sistemele fără fierbere, pentru menținerea agentului de răcire în stare lichidă), compatibilitatea agentului de răcire cu combustibilul nuclear, teaca, conductele, pompele, schimbătoarele de căldură și alte materiale structurale (pentru a se reduce folosirea unor materiale scumpe ca titanul, zirconiul sau molibdenul), stabilitate termică bună (de exemplu, lichidele organice sînt supuse la descompoziție la temperaturi ridicate).

Nucleare: secțiune eficace de absorbție a neutronilor scăzută (pentru a nu înrăutăți bilanțul neutronilor în zona activă), putere de moderare corespunzătoare tipului de r.n. considerat, radioactivitate indusă redusă (sau activitate cu un timp de înjumătățire mic), stabilitate bună la radiații (apa ușoară și lichidele organice prezintă o descompoziție radiolitică).

În energetica nucleară actuală, apa ușoară (H_2O) și apa grea (D_2O) sînt agenții de răcire cei mai folosiți, prezentînd avantajul unor coeficienți de convecție ridicați, puteri de pompare scăzute, bune moderatoare (în special, D_2O, care permite realizarea r.n. cu uraniu natural), disponibilitate (mai ales, H_2O), au proprietăți termofizice și nucleare bine cunoscute; au dezavantajul că atunci cînd nu se dorește apariția fierberii, presiunea de lucru în r.n. trebuie să fie mare (90—150 bar).

Densitatea de putere în combustibil. Reprezintă cantitatea de căldură generată în unitatea de volum de combustibil nuclear, în unitatea de timp (fluxul termic volumetric) și se determină cu relația:

$$q_v = Q_f N \bar{\sigma}_f \Phi \ [\text{MeV/cm}^3 \cdot \text{s}],$$

unde: Q_f este energia din fisiune dezvoltată în combustibil $Q_f = 200$ MeV; N — numărul de nuclee de izotop fisionabil [nuclee/cm³]; $\bar{\sigma}_f$ — secțiunea eficace microscopică medie de fisiune a acestui izotop [cm²]; Φ — fluxul de neutroni [neutroni/cm² · s]. Pentru un r.n. dat, mărimile Q_f, N și $\bar{\sigma}_f$ sînt constante, astfel încît q_v variază direct proporțional cu Φ, după relația:

$$q_v[\text{W/m}^3] = 1{,}602 \cdot 10^{-7} q_v[\text{MeV/cm}^3 \cdot \text{s}] = \frac{N \bar{\sigma}_f \Phi}{3{,}2 \cdot 10^4}.$$

Ca ordin de mărime, în r.n. energetice $q_v = 10^8 \dots 10^9$ W/m³, respectiv de $10^2 — 10^3$ ori mai mare decît în instalațiile energetice convenționale.

Determinarea fluxului de neutroni se face prin rezolvarea ecuației difuziei (ecuația conservării neutronilor în r.n. pentru unitatea de volum și de timp). Astfel, pentru r.n. cilindric (cel mai utilizat la r.n. energetice) de rază R și înălțime H, densitatea de putere în punctul curent de coordonate r și z este:

$$q_v(r, z) = \frac{N \bar{\sigma}_f \Phi_{max}}{3{,}2 \cdot 10^4} J_0\left(\frac{2{,}405 r}{R}\right) \cos\left(\frac{\pi z}{H}\right) = q_{v,\,max} J_0\left(\frac{2{,}405 r}{R}\right) \cos\left(\frac{\pi z}{H}\right),$$

unde Q_{max} și $q_{v,\,max}$ reprezintă fluxul maxim de neutroni și densitatea maximă de putere în centrul zonei active; iar J_0 — funcția Bessel de speța întîia și ordinul zero. Relația arată că mărimile Φ și q_v variază după o funcție cosinus în direcție axială și după o funcție Bessel în direcție radială.

Una din particularitățile producerii căldurii în r.n. o reprezintă generarea neuniformă de căldură în zona activă. De exemplu, pentru r.n. cilindric raportul dintre puterea maximă și medie în zona activă este $P_{max}/P_{med} = q_{v,\,max}/q_{v,\,max} = 3{,}64$, arătînd că zona activă este incomplet folosită.

Distribuția de temperatură în elementele combustibile. Este arătată în figura R.49. Distribuția transversală de temperatură (Fig. R.49, a) pune în evidență patru temperaturi caracteristice: t_f, t_c, t_i și t_m, a căror variație longitudinală este prezentată în figura R.49, *b*. Toate aceste temperaturi au valorile cele mai ridicate pentru elementele combustibile din canalul central al zonei active.

Temperatura agentului de răcire t_f depinde de tipul r.n.; la r.n. PWR și PHWR t_f variază sinusoidal în lungul zonei active (Fig. R.49 *b*,) $t_{f2} = 300 \dots 320$°C, iar $t_{f2} - t_{f1} = 30 \dots 45$°C. Temperatura suprafeței tecii t_c are valoarea ma-

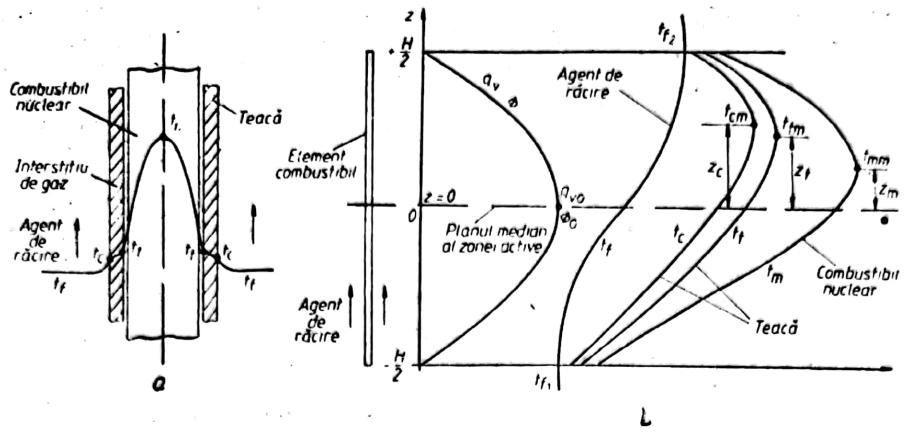


Fig. R.49. Distribuția transversală (*a*) și longitudinală (*b*) de temperatură la un element combustibil cilindric într-o zonă activă cilindrică.

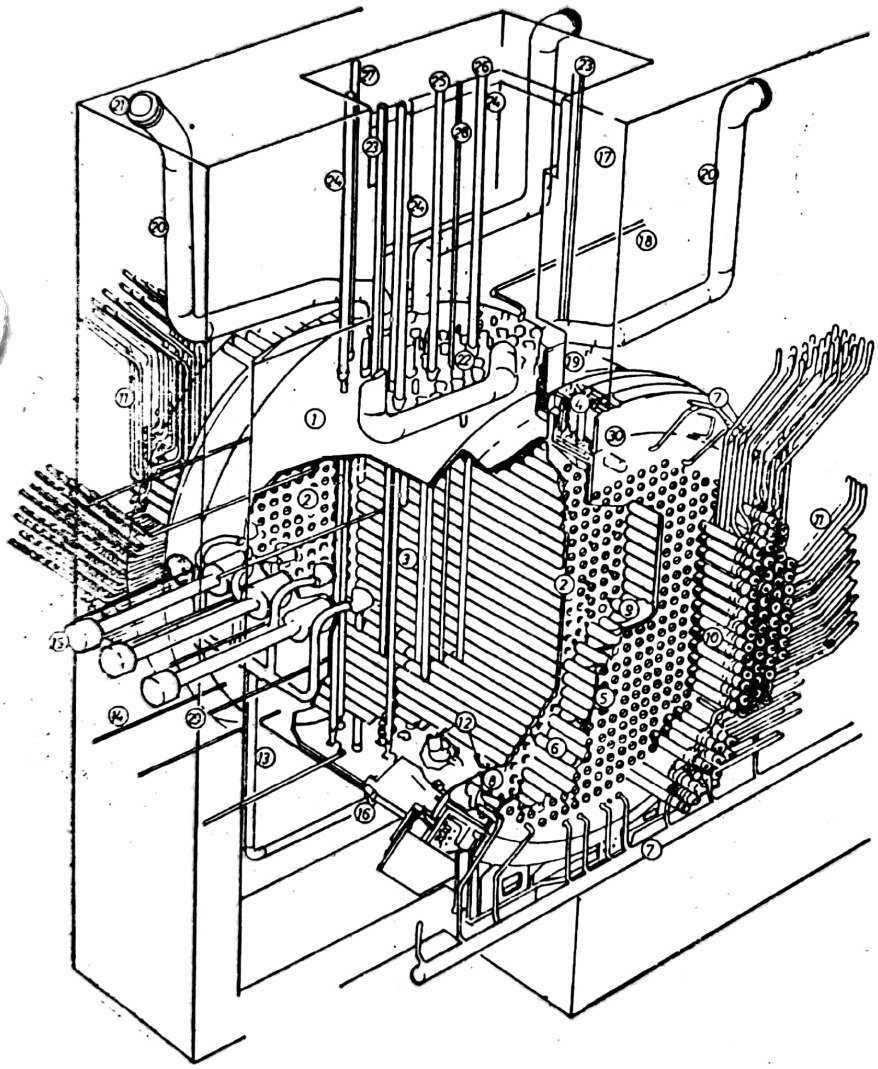


Fig. R.50. Reactorul nuclear PHWR-CANDU-600: *1* — calandria; *2* — placă perforată; *3* — tuburi calandria; *4* — inele de încastrare; *5* — placă perforată; *6* — tuburile rețelei de protecție terminală; *7* — țevile de răcire a protecției terminale; *8* — filtrul de admisie-evacuare; *9* — protecție cu bile de oțel; *10* — fitinguri terminale; *11* — țevi de alimentare; *12* — evacuarea moderatorului; *13* — admisia moderatorului; *14* — unitatea de detectare a fluxului orizontal de neutroni; *15* — camere de ionizare; *16* — protecția antiseismică; *17* — peretele clădirii calandriei; *18* — dilatarea termică a moderatorului către rezervorul de presiune; *19* — plăcile diafragmei de protecție; *20* — țevile de reducere; *21* — discul de rupere; *22* — duzele unității de control a reactivității; *23* — orificiul de control optic; *24* — barele de oprire; *25* — barele de reglaj; *26* — unitea de control a absorbantului de neutroni; *27* — unitatea de control de zonă; *28* — unitatea de detectare a fluxului vertical de neutroni; *29* — duză de oprire prin injecție cu lichid; *30* — conductă de umplere cu bile.

ximă t_{cm} care reprezintă totodată temperatura maximă a agentului de răcire în zona activă; dacă nu este admisă fierberea acestuia, presiunea trebuie să fie mai mare decît presiunea corespunzătoare temperaturii de saturație egală cu t_{cm} (90—150 bar la **r.n.** cu apă sub presiune).

Temperatura tecii t_t are valoarea maximă t_{tm}, care depinde de materialul tecii. Oțelul inoxidabil este preferat la **r.n.** cu apă ușoară sub presiune, cu uraniu îmbogățit, iar aliajele de zirconiu (zircaloy — 2 și 4) la **r.n.** cu apă grea sub presiune, cu uraniu natural.

Temperatura maximă în combustibil t_m are valoarea maximă în zona activă t_{mm}, care depinde de tipul combustibilului nuclear. Uraniul metalic este puțin folosit deoarece

are $t_{mm} \approx 655°C$, temperatură la care apare o modificare de stare alotropică cu creștere în volum. Combustibilii nucleari cei mai folosiți astăzi sînt bioxidul de uraniu (UO_2) și carbura de uraniu (UC) care admit temperaturi de lucru mai ridicate, avînd o structură stabilă și un punct de topire de 2 760°C pentru UO_2 și de 2 314°C pentru UC. Conductivitatea termică a acestor materiale este, însă, mult mai mică (2—4 W/m · °C), ceea ce determină căderi importante de temperatură în interiorul elementului combustibil. Fiind materiale ceramice, între UO_2 sau UC și teaca metalică nu se poate realiza un contact perfect, motiv pentru care între acestea se prevede un interstițiu foarte îngust umplut cu un gaz inert, de regulă, heliu.

R.n. CANDU PHWR-600. Face parte din sistemul de **r.n.** de putere CANDU (CANadian Deuterium Uranium), dezvoltate în Canada și care vor echipa primele centrale nucleare din România. **R.n.** funcționează cu uraniu natural sub formă de UO_2 și este moderat și răcit cu D_2O. Dispunerea generală a ansamblului **r.n.** este arătată în figura R.50. El cuprinde o rețea geometrică de canale de combustibil orizontale, care conțin combustibilul și agentul de răcire (D_2O) la presiune și temperatură ridicată. Canalele de combustibil sînt montate într-un recipient cilindric orizontal (calandria), care conține moderatorul (D_2O), într-un sistem separat de joasă presiune. Ansamblul **r.n.** este montat în interiorul unei incinte din beton căptușită cu oțel, umplută cu apă ușoară, care asigură protecția biologică.

gime 10,8 m); 380 tuburi de presiune (diametru interior 103 mm, grosimea peretelui 4,34 mm) din zirconiu-niobiu, care conțin casetele de elemente combustibile; dispozitivele verticale și orizontale de control al reactivității, care pătrund în vasul calandria pentru a asigura funcțiunile de măsură și reglaj al puterii, de control și detectare a defecțiunilor; sistemul de conducte de circulație a agentului de răcire și a moderatorului; mașina de încărcare-descărcare a combustibilului.

În figura R.51 se prezintă o casetă alcătuită dintr-un fascicul de 37 elemente combustibile. Un element combustibil conține 29 pastile cilindrice de UO_2 închise etanș într-o teacă tubulară din zircaloy (diametru 13,1 mm, lungime 495 mm). Fiecare canal de răcire conține 12 casete de combustibil.

Încărcarea și descărcarea combustibilului se face în timpul funcționării **r.n.** cu ajutorul unor mașini speciale, comandate de la distanță, fapt care elimină opririle **r.n.** pentru reîncărcare și permite evacuarea unui eventual element combustibil defect. Mașinile de încărcare-descărcare, cuplate la canalele de combustibil împing casetele de combustibil prin canal, introducînd combustibil nou pe la un capăt și extrăgînd combustibilul uzat pe la capătul opus. Combustibilul uzat este transferat cu un transportor imersat la bazine de stocare cu apă.

Sistemul de transport al căldurii este divizat în două bucle intercalate, fiecare avînd două pompe de circulație și două generatoare de

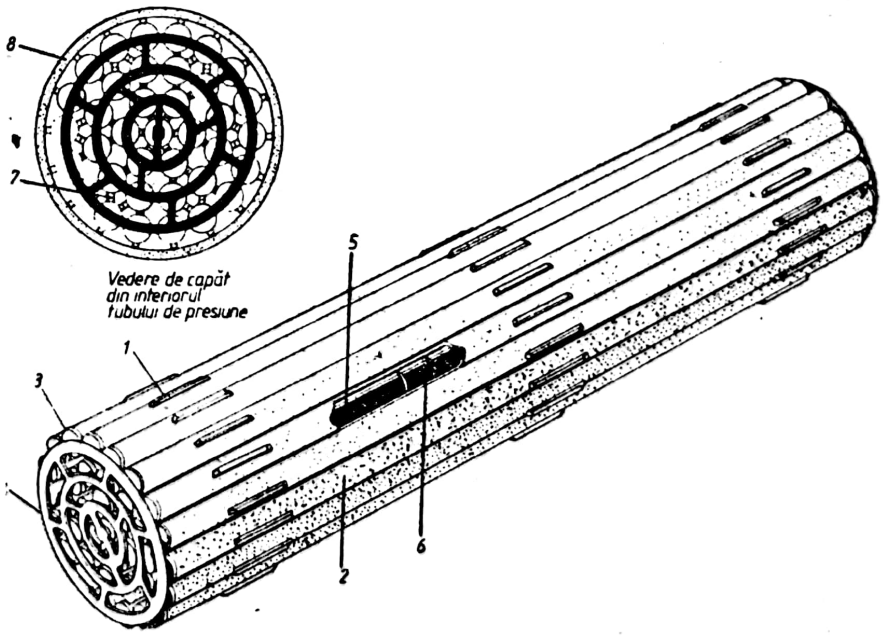


Fig. R.51. Casetă de combustibil nuclear tip CANDU:
1 — ghidaje de Zircaloy; *2* — învelișul de protecție (teaca) din Zircaloy al combustibilului; *3* — capac de Zircaloy; *4* — placă suport terminală din Zircaloy; *5* — pastilă de bioxid de uraniu; *6* — înveliș de grafit; *7* — scheletul interior; *8* — tub de presiune.

Ansamblul **r.n.** constă din: vasul cilindric calandria (diametru 7,6 m, lungime 4 m) din oțel inoxidabil; două ecrane de capăt din oțel inoxidabil (umplute cu bile de ecranare din oțel carbon), străbătute de 380 de tuburi ale calandriei (diametru interior 129 mm, lun-

abur. Curgerea are loc într-un sens prin jumătate din canalele de combustibil și în celălalt sens, prin cealaltă jumătate. Agentul de răcire este distribuit fiecărui canal de combustibil prin intermediul colectoarelor de intrare și ieșire și al unei rețele de conducte de alimentare

(fidere). Sistemul este menținut la presiunea de funcționare de un presurizor încălzit electric. Figura R.52 arată dispunerea componentelor

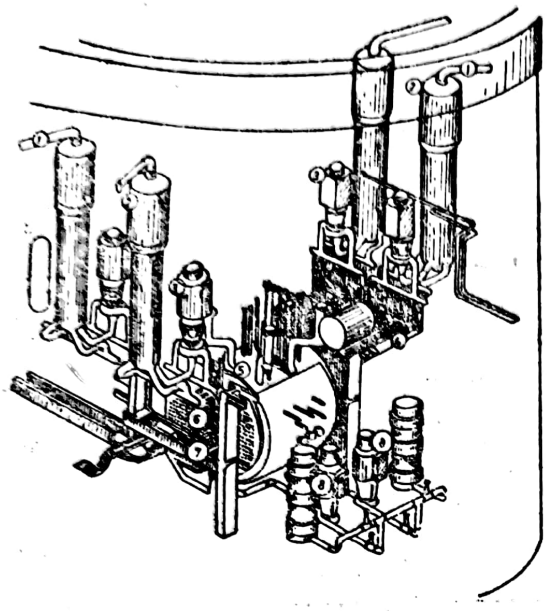


Fig. R.52. Sistemul nuclear de producere a aburului la centrala nucleară CANDU-PHWR: *1* — abur spre turbina cu abur; *2* — generator de abur; *3* — pompă de circulație; *4* — conducte de alimentare (fideri); *5* — vasul calandria; *6* — canale de combustibil (tuburi de presiune); *7* — mașina de încărcare-descărcare a combustibilului; *8* — sistemul de circulație a moderatorului.

principale ale sistemului nuclear de producere a aburului (SNPA). Pompele sînt acționate de motoare electrice verticale cu rotoare cu inerție mare, astfel încît la pierderea alimentării pompei scăderea debitului să urmărească scăderea puterii **r.n.** Motoarele sînt complet capsulate și răcite cu apă. Sistemul moderatorului este separat de sistemul de transport al căldurii, funcționînd la presiuni și temperaturi relativ joase; circulația moderatorului este asigurată de două pompe, sistemul fiind prevăzut cu două schimbătoare de căldură.

Datele tehnice principale ale SNPA la o centrală nucleară electrică de 600 MWe sînt următoarele: puterea termică a **r.n.** 2 064 MWt, căldura preluată de moderator 96 MWt, presiunea de funcționare 100 bar, creșterea de temperatură în **r.n.** a agentului de răcire 266/310°C, masa totală de UO_2 în **r.n.** 95 t, masa totală de D_2O 466 t, puterea maximă a canalelor de combustibil 6,5 MW, gradul de ardere 8 200 MWzi/t U, debitul total de agent de răcire 7,6 t/s, fluxul termic de suprafață nominal maxim 1 288 kW/m².

REACTOR TERMIC. Aparat folosit în tehnologia chimică, în care se desfășoară reacții chimice în scopul obținerii anumitor produse prin metode termice.

Procesul chimic din **r.t.** are loc prin interacțiunea masei de reactanți (cu sau fără catalizator), în anumite condiții fizico-mecanice, care sînt necesare pentru inițierea și întreținerea reacției urmărite și din care cel puțin una nu există decît în **r.t.**

Părțile reactorului și unele instalații anexe îndeplinesc funcțiile elementare prezentate în tabelul R.9.

Tabelul R.9

Funcțiile elementare ale reactoarelor

FUNCȚII ELEMENTARE	DISPOZITIVE FUNCȚIONALE
1. Alimentare și evacuare	Ștuț, gură de încărcare, dozator, suflantă, pompă etc.
2. Realizarea condițiilor de reacție	
a) presiunea	— pompă, compresor, pernă de gaz comprimat
b) temperatura de inițiere	— dispozitive de: încălzire prealabilă a reactanților, aprindere cu scînteie, încălzirea reactorului, etc.
c) contactul reactanților	— dispozitiv de preamestecare, agitator, turbină, dispozitive de barbotare, pompă de recirculare, mori de contact
d) efectuarea cantitativă a reacției chimice	— spațiul de reacție (caracteristică constructivă)
e) circulația prin reactor (la procese continui)	— dispozitiv de producere a unei diferențe de presiune, de nivel, mecanisme, etc.
f) fluxul de căldură (aport de căldură la reacții endoterme, evacuare la reacții exoterme, unui transfer de căldură de la produse la reactanți)	— dispozitiv de schimb liber la suprafața reactorului; schimbătoare de căldură; dispozitiv de încălzire directă a spațiului de reacție cu gaze de ardere, pe cale electrică cu purtători de căldură solizi; dispozitiv de răcire prin vaporizare, respectiv prin balast de gaze.
3. Controlul parametrilor	Aparate de măsură indicatoare, înregistratoare, semnalizatoare
4. Reglarea parametrilor	Instalație de reglare automată

R.t. se pot grupa în patru forme tipice: vas de reacție, turn, schimbător de căldură și cuptor; există însă suprapuneri între aceste clase și de asemenea, aparate greu de încadrat.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul R.10

Clasificarea reactoarelor după fazele prezentate în proces

Faze reactante	Condiţii diverse ale procesului	Tipuri de aparat
Gaz-gaz	Reacţii exoterme, endoterme şi combinate; catalitice şi necatalitice; procese exclusiv continue	Reacţii rapide: cameră de reacţie cu arzător. Reacţii lente: cameră de reacţie încălzită sau adiabatică. Reacţii catalitice: reactor tip schimbător de căldură, la presiuni înalte; pat fluidizat.
Lichid-lichid omogen	Neutralizări, esterificări, hidroliză; în şarje, semicontinuu sau continuu; mai frecvent regim izoterm cu schimbător de căldură.	Reacţii în şarje; vase cu agitator. Reacţii continue; tub de reacţie, vas cu agitator
Lichid-lichid neomogen	În general trebuie dispersată faza organică în faza apoasă sau invers	Reacţii în şarje; vase cu agitator; agitaţie mai puternică decît la lichidul omogen. Reacţii continue: tub de reacţie, vas cu agitator, cu agitare puternică. Reactoare turn de tipul extracţiei lichid-lichid.
Gaz-lichid	Procese de chimosorpţie. Factorul decisiv al construcţiei poate fi: viteza de difuziune, viteza de reacţie; transferul de căldură.	Camere de stropire; turn cu film căzător; turn cu contact pe talere sau cu umplutură; turn înecat, cu barbotare. Vas cu agitator Reactor cu spumă
Lichid-solid	Procese de leşiere, percolare, extracţie, pe pat solid fix. Procese de reducere, oxidare, etc. cu solidul în suspensie	Autoclave, fierbătoare, vase cu pat granular, jgheab de ieşire, filtru de percolare, utilaje similare cu cele pentru extracţie. Malaxoare, vase cu agitator
Gaz-solid	Procese de temperatură înaltă între faze solide şi gaz. Procese la temperatură ordinară.	Cuptoare Aparat Hasendever şi similare

O clasificare larg folosită care grupează satisfăcător tipurile de aparate şi care ia în considerare fazele prezente în proces este prezentată în tabelul R.10.

R.t. pentru gaze sînt aparate în funcţionare continuă şi de obicei la temperaturi înalte (peste 800°C), necesare pentru a obţine viteze mari de reacţie, prin disocierea termică a gazelor. Forma derivă de la tipul schimbător de căldură (în special la reacţii catalitice) sau de la tipul camerei de reacţie echipată cu un arzător (în cazul reacţiilor cu flacără) şi eventual cu schimbătoare de căldură ca organe separate.

R.t. pentru lichide miscibile (faza lichidă omogenă) sînt în general de tipul vas cu agitator, cu regim aproape izoterm, lucrînd discontinuu (în şarje). Ele sînt aparate cu utilizare largă în industria anorganică, a coloranţilor, a medicamentelor şi cu viteze mari de reacţie. Operaţia poate fi continuă, cu alimentare prin pompe dozatoare şi deversarea prin prea-plin (de exemplu introducerea fracţionată a unuia dintre reactanţi) sau pentru lucrul la temperaturi diferite), sau discontinuă. Dacă agitarea nu este necesară, reactorul poate fi o simplă ţeavă de reacţie.

R.t. pentru lichide nemiscibile (fază lichidă eterogenă) trebuie, în general, să pună în contact o fază apoasă cu o fază organică, reacţia avînd loc la interfaţă. Afară de unele tipuri speciale, acestea nu se deosebesc constructiv de vasele cu agitator pentru lichide omogene.

R.t. gaz-lichid sînt, în general, aparate simple, concepute pe principiul aparatelor de absorbţie. Efectul fizic determinant este difuziunea, exceptînd procesele puternic exoterme la care efectul determinat este răcirea. Tipurile principale sînt: camera de stropire, turnul de absorbţie (folosit la fabricarea acidului sulfuric)

Scanned with OKEN Scanner

turnul înecat cu barbotare la bază (cu răcire interioară sau exterioară), autoclavele cu barbotarea gazului, vasele cu agitator vertical de tipul lichid-lichid, dar echipate cu barbotor (de ex. cele folosite la fabricarea dicloretanului), vase orizontale, vasele fără agitator (fabricarea sulfatului de amoniu), r. cu antrenarea gazului prin agitator și r. cu spumă.

R.t. lichid-solid sînt construite astfel, încît procesul este condus în două moduri:

— reactantul lichid este trecut prin straturi fixe de reactant solid (proces denumit leșiere în industria metalurgică și percolare în industria organică). Lichidul poate circula continuu, poate fi pulsat, sau recircutat în contracurent printr-o baterie cu șarje solide, cu grade de epuizare crescîndă. Aplicații: tratarea bauxitei cu hidroxid de sodiu, hidroliza lemnului și fierberea celulozei în autoclave, metalurgia pe cale umedă a aurului, cuprului sau argintului.

— reactantul solid e ținut în suspensie în șarja lichidă în mișcare. Aplicații: tehnologia îngrășămintelor minerale, metalurgie, industria coloranților. **R.t.** discontinue nu diferă din punct de vedere constructiv de vasele cu agitator de la **r.t.** lichid-lichid.

În toate cazurile, reactantul solid conține cel puțin un component solubil sau care devine solubil prin reacție.

R.t. gaz-solid includ și procesele solid-solid.

Reacțiile în stare solidă se produc la temperaturi înalte și aparatele respective sînt cuptoare. Ca grup de **r.**, acestea sînt caracterizate prin temperatura înaltă a procesului, în general, peste 700—800°C și în orice caz peste limita de 300—400°C, pînă la care oțelul nealiat și fonta pot constitui materialul principal de construcție.

În tabelul R.11 este prezentată clasificarea cuptoarelor, care poate fi făcută numai după tipul constructiv, același tip de cuptor fiind folosit la procese foarte deosebite, fără modificări esențiale (v. și C u p t o r).

REACȚIE CHIMICĂ. Proces în care una sau mai multe substanțe chimice, în anumite condiții de presiune, temperatură și concentrație, se pot transforma în alte substanțe, diferite de cele inițiale.

O **r.c.** prezintă o multitudine de aspecte, și anume: cinetice, termodinamice, structurale și electronice. Reactivitatea atomilor, ionilor și moleculelor, manifestată prin capacitatea lor de a interacționa chimic, este determinată de structura electronică a acestora. **R.c.** se reprezintă printr-o ecuație chimică, care dă o imagine globală a procesului (substanțele inițiale și finale). Mecanismul de reacție, care

Tabelul R.11

Cuptoare pentru reacții în fază solidă

Tipul de reactor	Caracteristici constructive	Caracteristici termice	Aplicații industriale
Cuptor cu vatră	Vatră fixă sau basculantă; vatră mobilă; vatră etajată cu raclete	Materialul în contact cu flacăra; încălzire prin radiația boltei; la temperaturi peste 1 000°C se folosesc regeneratoare.	Cuptor Martin; cuptor de topit sticla; cuptor de pirită.
Cuptor cu cuvă verticală	Cuvă de material refractar; cuvă metalică cu cămașă de apă.	Contracurent între fluxuri; permite captarea integrală a gazelor; combustibilul solid amestecat cu șarjă.	Cuptor pentru var, ciment, dolamit; calcinare de minereuri; metalurgie neferoasă; furnal înalt; convertizoare; gazogene
Cuptoare rotative	Cilindru înclinat; rotirea amestecă materialul	Încălzire în contracurent cu gazele de ardere sau prin peretele cuptorului	Cuptoare de ciment de prăjire a piritei; cuptoare de calcinare pentru sodă; coloranți minerali
Cuptoare cu strat fluidizat	Patul fluidizat fix sau circulînd între reactor și răcitor sau focarul de gaze	Nu permite contracurent; temperatură reglabilă perfect; transfer termic perfect între faze	Pregătirea piritei; gazeificarea cărbunilor; cocsificarea păcurii
Cuptoare electrice	Cu încălzire directă, indirectă sau mixtă; sisteme combinate de încălzire; basculante sau fixe	Încălzire prin arc, prin rezistoare, prin inducție	Fabricarea carburii de calciu, a fosforului

Scanned with OKEN Scanner

descrie procesele elementare, intermediare, a căror succesiune formează **r.c.** globală se stabilește prin cercetarea molecularității, a ordinului de reacție, a factorilor termodinamici și structurali ai procesului respectiv. Mecanismele de reacție se stabilesc, îndeosebi, pentru **r.c.** care au loc între molecule, cele dintre atomi și ioni fiind, prin comparație, mult mai simple.

După mecanismele de reacție, **r.c.** se pot împărți în cîteva tipuri fundamentale. Pentru transformările produșilor minerali, se disting: reacții care au loc fără modificarea stării de oxidare (reacții de dublu schimb, de hidroliză etc.) și reacții care decurg cu modificarea stării de oxidare (reacții de oxidoreducere, de combinare, de descompunere și de înlocuire). Pentru transformările produșilor organici, se disting: reacții de substituție (electrofile, nucleofile, radicalice), reacții de adiție (electrofile, nucleofile, radicalice), reacții de eliminare și de transpoziție.

REACȚIE NUCLEARĂ. Reacție care implică o modificare în nucleul unui atom, de regulă, ca rezultat al interacțiunii dintre nucleu și o particulă, distanța dintre acestea fiind de ordinul dimensiunilor nucleului (10^{-12} cm). Spre deosebire de reacțiile chimice, care se limitează la modificări în structura învelișului de electroni care înconjoară nucleul, **r.n.** produc modificări în structura nucleului atomic.

În general, într-o **r.n.** nucleul este, de obicei, în repaus, reacția fiind inițiată prin bombardarea acestuia cu diverse particule. Interacțiunile nucleu-particulă pot fi de următoarele tipuri:

a) ciocnire în care nucleul primește energie de la particula incidentă, aceasta continuîndu-și drumul, iar nucleul rămînînd într-o stare energetică excitată, din care revine în starea energetică normală, cu emisie de radiație γ; particula incidentă poate fi o particulă α, un proton, un deutron, un neutron etc.;

b) ciocnire în care particula incidentă este captată, producîndu-se un nou nucleu, diferit de cel inițial ca masă și ca sarcină electrică, dezvoltîndu-se energie, de exemplu sub formă de radiație γ;

c) ciocnire în care se rupe o particulă din nucleul ciocnit, fără captarea particulei incidente;

d) ciocnire în care nucleul captează particula incidentă și apoi se dezintegrează în două sau mai multe părți; pentru o anumită pereche nucleu-particulă incidentă, pot avea loc mai multe tipuri de interacțiune, cel realizat depinzînd, în particular, de energia particulei incidente.

Posibilitatea realizării unuia dintre aceste procese este caracterizată prin *secțiunea eficace* de reacție respectivă, care este o măsură a probabilității ciocnirii dintre nucleu și particula incidentă, deci a randamentului acestui proces.

După natura particulei incidente, se deosebesc următoarele tipuri mai importante de **r.n.**: cu particule α, cu protoni, cu deuteroni, cu neutroni și cu fotoni γ.

Datorită cîmpului electrostatic intens produs de sarcinile nucleare pozitive din nucleu, o particulă incidentă încărcată electric pozitiv trebuie să aibe o energie cinetică mare pentru a depăși forțele de repulsie electrostatice (coulombiene) ca să lovească nucleul-țintă. Dacă pentru nucleele foarte ușoare, pentru producerea anumitor **r.n.** este suficientă o energie a protonilor de sute de mii de electron-volți (keV), în schimb în cazul nucleelor grele producerea **r.n.** cu protoni necesită energii ale acestora de sute de milioane de electron volți (MeV). Fascicule de particule încărcate electric cu asemenea energii sînt produse de accelératoare de particule de diferite tipuri (generatoare Van der Graaf, ciclotroane, acceleratoare lineare etc.).

Deoarece neutronii sînt lipsiți de sarcină electrică, ei nu sînt respinși de cîmpul electrostatic al nucleului-țintă, astfel încît sînt suficiente energii ale neutronilor de ordinul a fracțiuni de electron-volt pentru a produce **r.n.** Neutronii pentru studiul **r.n.** pot fi obținuți din reactoarele nucleare sau din anumite tipuri de **r.n.** Interacțiunea radiației electromagnetice cu nucleele poate, de asemenea, să conducă la **r.n.** Dacă radiația γ are suficientă energie poate avea loc așa-numitul proces de fotodezintegrare, în care nucleul-țintă este spart în două sau mai multe fragmente. În mod asemănător, pot produce dezintegrări nucleare electronii cu energii ridicate. Totuși, radiația electromagnetică și electronii interacționează puternic cu electronii care înconjoară nucleul-țintă, fiind relativ mai puțin eficienți în producerea **r.n.** în comparație cu particulele nucleare, ca de exemplu, protonii și neutronii.

În energetica nucleară, cele mai importante **r.n.** în proiectarea și funcționarea reactoarelor nucleare sînt: fisiunea, captura radiativă și dezintegrarea radioactivă.

În comparație cu aceste tipuri de **r.n.**, reacția termonucleară (de fuziune) reprezintă o reacție în care două nuclee ușoare fuzionează la temperaturi foarte ridicate (de ordinul a milioane de grade), rezultînd un atom mai greu și producerea unei mari cantități de energie (v. Fisiune; Fuziune; Radiație nucleare; Neutron).

REACȚIE TERMONUCLEARĂ. Reacție nucleară de fuziune în care nucleele participante obțin prin agitație termică energia necesară pentru a reacționa. Pentru ca procesul de fuziune să poată avea loc, cele două nuclee

Scanned with OKEN Scanner

inițiale trebuie să ajungă în contact, respectiv să se apropie între ele la distanțe mai mici de 10^{-13} cm. Pentru realizarea acestui lucru trebuie depășite forțele electrostatice de respingere care acționează între nucleele încărcate cu sarcini electrice. Pentru învingerea acestor forțe este necesar ca particulele care interacționează să posede energii cinetice inițiale ridicate. Un procedeu de declanșare a reacției de fuziune este aducerea și menținerea corpului la temperaturi ridicate (de ordinul zecilor de milioane de grade).

S-au identificat două categorii mai importante de **r.t.**, și anume: **ciclul carbonului** — un lanț de **r.t.** în care patru nuclee de hidrogen sînt transformate într-un nucleu de heliu, folosind drept catalizator un nucleu de carbon-12, cu dezvoltare de energie (se folosește termenul de „ciclu", deoarece carbonul consumat în prima reacție este restituit în reacția finală, completînd astfel ciclul); **ciclul hidrogenului** — un lanț de **r.t.** în care patru nuclee de hidrogen sînt transformate într-un nucleu de heliu, cu formare intermediară de nuclee de hidrogen greu și de heliu ușor, proces însoțit de producere de energie (se consideră că energia degajată prin acest ciclu, ca și prin ciclul de carbon, constituie originea energiei solare).

În tabelul R.12 sînt date principalele tipuri de **r.t.**, energia totală degajată și energia produsă pe unitatea de masă. Pentru comparație se prezintă și reacția de fisiune, observîndu-se că, la mase egale, energia obținută în cazul fuziunii nucleare este mai mare decît în cazul fisiunii.

Condițiile termonucleare necesare menținerii unei **r.t.** de fuziune și realizării unui reactor termonuclear sînt condiții de temperatură, densitate și timp prin care poate fi

Tabelul R.12

Principalele tipuri de reacții termonucleare (de fuziune) și de fisiune nucleară

Tipul de reacție	Reacția	Energia produsă pe reacție	
		totală [MeV]	pe unitatea de masă [MeV]
Fuziune nucleară	${}_1^1H + {}_1^1H \rightarrow {}_1^2H + \beta^+ + \nu$	1,44	0,72
	${}_1^1H + {}_1^2H \rightarrow {}_2^3He + \gamma$	5,49	1,82
	${}_1^2H + {}_1^2H \rightarrow {}_2^3He + {}_0^1n$ (50%) (D—D)	3,27	0,81
	${}_1^2H + {}_1^2H \rightarrow {}_1^3H + {}_1^1H$ (50%) (D—D)	4,03	1,00
	${}_1^2H + {}_1^3H \rightarrow {}_2^4He + {}_0^1n$ (D—T)	17,59	3,50
	${}_1^2H + {}_2^3He \rightarrow {}_2^4He + {}_1^1H$ (D—${}_2^3$He)	18,35	3,75
	${}_1^3H + {}_1^3H \rightarrow {}_2^4He + 2\,{}_0^1n$ (T—T)	11,33	1,83
	${}_2^3He + {}_2^3He \rightarrow {}_2^4He + 2\,{}_1^1H$	12,86	2,13
	${}_1^1H + {}_3^7Li \rightarrow {}_2^4He + {}_2^4He$	17,35	2,16
	${}_1^2H + {}_3^6Li \rightarrow {}_2^4He + {}_2^4He$	22,37	2,78
Fisiune nucleară	${}_{92}^{235}U + {}_0^1n \rightarrow X + Y + \ldots$	200	0,83

Observație: D — deuteriu; T — tritiu; X, Y — produse de fisiune.

menținută o plasmă confinată pentru a produce o cantitate importantă de energie din reacțiile de fuziune, și anume:

— Încălzirea combustibilului nuclear, sub formă de plasmă de nuclee ușoare, pînă la temperatura sau punctul de aprindere (de ordinul a zeci sau sute de milioane de grade). Plasma reprezintă un gaz cvasineutru electric, format din particule încărcate sau neutre electric, care este produs cînd un gaz devine practic complet ionizat la temperaturi foarte ridicate; plasma în volum este neutră electric și este bună conductoare electric. Temperatura de aprindere sau temperatura critică la o plasmă confinată reprezintă nivelul de temperatură de la care pierderile de energie sînt compensate de energia termonucleară conținută în plasmă, astfel încît procesul devine autoîntreținut. În fine, confinarea (restrîngerea) unei plasme reprezintă tehnica utilizată pentru a menține particulele de plasmă în interiorul unei zone spațiale definite; se folosesc, astăzi, două tehnici de confinare a plasmei: confinare magnetică, care poate fi clasificată drept confinare statică și confinare inerțială, clasificată drept confinare cinetică.

— Menținerea combustibilului nuclear la această temperatură un timp suficient de lung pentru ca **r.t.** să degajeze o cantitate de energie superioară celei consumate la aprindere. Acest lucru este legat de noțiunea de timp de confinare, adică durata minimă de timp în care asigurarea condițiilor adecvate ale unei plasme permit ca energia dezvoltată prin fuziune să depășească energia consumată pentru încălzirea și confinarea plasmei. În acest sens, criteriul lui Lawson reprezintă o formulă care definește legătura dintre parametrii principali ce controlează procesul de fuziune. De exemplu, în cazul celei mai favorabile reacții D-T (deuteriu-tritiu), conform acestui criteriu, trebuie ca temperatura plasmei $T > 100 \cdot 10^6$ K, iar produsul $n\tau > 10^{14}$ s/cm^3, unde n este densitatea plasmei, exprimată ca numărul de particule pe cm^3, iar τ — timpul de confinare a plasmei, exprimat în s. Probabilitatea de desfășurare a unei **r.t.** se măsoară cu ajutorul secțiunii eficace de reacție σ, exprimată în barn (1 barn $= 10^{-24}$ cm^2). Pentru diverse **r.t.** aceste secțiuni eficace σ s-au măsurat cu precizie, arătîndu-se că σ prezintă un maxim în funcție de energia particulelor (în general, peste 20—40 keV), valorile fiind cuprinse între 0,01 barn și 5 barn (pentru reacția D-T) și că σ scade rapid către zero pentru energii (temperaturi) sub limitele menționate.

— Extragerea și utilizarea energiei **r.t.** în instalații termice (reactoare termonucleare), care depind de posibilitățile de confinare pe timp lung a plasmei la temperaturi ridicate și de găsirea unor materiale adecvate care să reziste mecanic la aceste temperaturi.

Interesul practic pentru **r.t.** este justificat, în primul rînd, de valoarea ridicată a energiei degajate de aceste reacții. Astfel, dacă în reacția chimică de combinare dintre hidrogen și oxigen pentru formarea unei molecule de apă se dezvoltă aproximativ 1 eV pe reacție, în cazul unei **r.t.** pentru aceeași masă de 1 g se produce de peste 10^6 ori mai multă energie decît combustibilii chimici convenționali. Materia primă necesară **r.t.**, deuteriul, există în mari cantități în apele naturale (1 nucleu de deuteriu la 6 000 molecule de apă).

În al doilea rînd, deșeurile radioactive produse prin exploatarea industrială a procesului de fisiune nucleară, pun probleme foarte dificile de prelucrare și stocare. Spre deosebire de reacțiile de fisiune, **r.t.** generează cantități extrem de reduse de deșeuri radioactive.

În al treilea rînd, exploatarea reactoarelor nucleare cu fisiune bazate pe ciclul Rankine permite obținerea unor randamente termodinamice cu valori relativ scăzute, de ordinul 35—45 %. **R.t.**, însă, prin mecanismul lor, pot permite transformarea directă a energiei nucleare în energie electrică la randamente superioare. Dificultățile de realizare a unei astfel de instalații sînt considerabile, problema fundamentală a realizării acestora este, în momentul de față, problema materialelor.

RECIRCULARE. 1. Reintroducere parțială sau totală a unui agent de lucru sau a unui flux de materiale în circuitul unui aparat sau a unei instalații în scopul fie a obținerii unor anumiți parametri de funcționare (presiune, temperatură etc.), fie a reutilizării agentului de lucru. Exemple: recirculația materiei prime pentru obținerea condițiilor optime de funcționare a unui anumit proces tehnologic (ex.: în industria petrolieră, recircularea țițeiului în industria de distilație primară, între cuptorul de încălzire și coloana de fracționare, pînă cînd se realizează temperatura normală de funcționare și se obțin produsele cu caracteristicile dorite); recirculația fluidului întrebuințat în instalațiile termotehinice ca agent purtător de căldură sau de frig (ex.: recircularea apei industriale de răcire, de la aparatul sau instalația de la care a preluat căldură la instalația de răcire și invers; recircularea saramurii în instalațiile frigorifice de la vaporizatoarele instalației la bateriile de răcire și invers; recircularea aerului din încăperi în cazul instalațiilor de încălzire cu aer cald, etc.).

2. Trecere repetată a unui produs printr-un aparat sau printr-o instalație tehnologică în scopul măririi randamentului procesului desfășurat în aparatul sau instalația respectivă. Exemple: recircularea parțială sau totală a materialelor care conțin suspensii într-un reactor-decantor cu funcționare continuă în scopul măririi randamentului de extracție; trecerea repetată a unui agent de lucru care conține

mpurități printr-un filtru pentru mărirea randamentului de filtrare etc.

3. Aspirate a gazelor din carterul unui motor cu ardere internă și introducere a acestora în cilindrii motorului o dată cu amestecul proaspăt în scopul reducerii emisiilor poluante.

Gazele de ardere pot scăpa în carter din cauza etanșării imperfecte a cilindrilor de către segmenți. Pentru a preveni îmbătrînirea uleiului cu care vin în contact și pentru a evita crearea unei suprapresiuni ce ar favoriza scăpările de ulei în exterior prin neetanșeități sau pe lîngă garnituri, gazele trebuie evacuate. Aceste gaze sînt amestecate cu vapori de ulei și din acest motiv sînt puternic poluante. Din acest motiv, ele nu sînt evacuate în atmosferă, ci sînt dirijate către galeria de admisie sau către carburator unde, datorită depresiunii existente, sînt aspirate și reintroduse în cilindri, o dată cu amestecul proaspăt, vaporii de ulei fiind astfel arși.

4. Fenomen care apare în curgerea unui fluid și care constă din întoarcerea unei părți din debitul de fluid, formînd în felul acesta o buclă închisă. În figura R.53, sînt prezentate diferite tipuri de curgere cu recirculare. Tipurile de zone de recirculare care pot apare se pot diferenția în zone de recirculare „liberă" și zone de recirculare „impuse". Zonele de recirculare liberă (Fig. R.53, *a*, *c*) sînt acelea a căror localizare este determinată de dinamica cîmpului curgerii. În figura R.53, *a*, este prezentată recircularea exterioară care apare atunci cînd debitul și, respectiv, viteza jetului central sînt cu mult mai mari decît debitul, respectiv viteza jetului exterior.

În recircularea centrală (Fig. R.53, *b*), apare o situație inversă: debitul și viteza jetului central sînt mult mai mici decît debitul și viteza jetului exterior. Al treilea tip de recirculare este prezentat în figura R.53, *c*. Acesta apare în cazul jeturilor opuse.

În grupa curgerilor cu recirculare impusă, localizarea zonei de recirculare este impusă de geometria canalului. În figura R.53, *d* este prezentată recircularea ce apare în spatele unui corp peste care curge un fluid.

Al treilea tip de curgeri cu recirculare din această grupă a fost observat în colțurile canalelor de formă rectangulară (Fig. R.53, *e*, *f*).

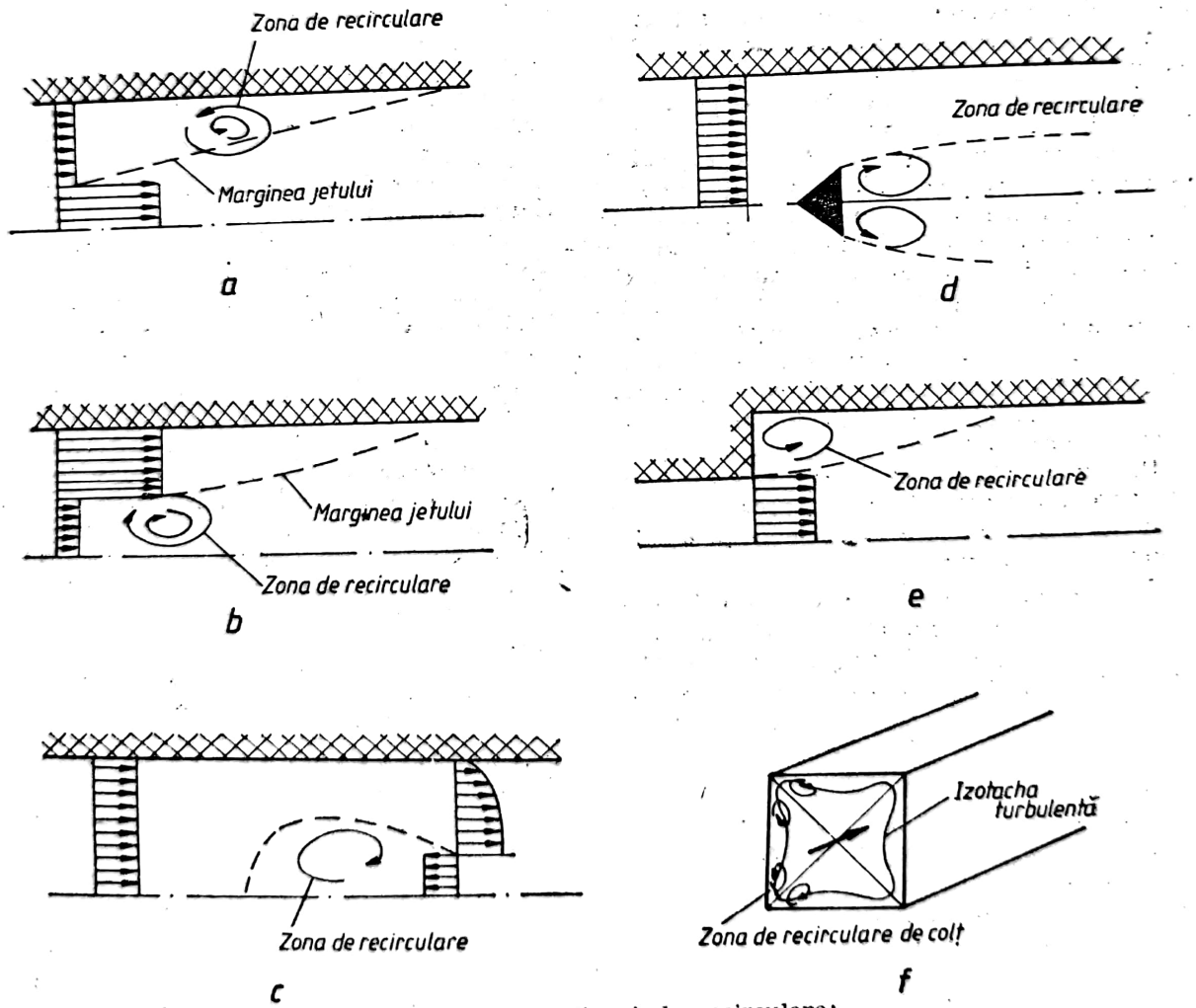


Fig. R.53. Diferite tipuri de recirculare:
a — recirculare exterioară; *b* — recirculare interioară; *c* — recirculare cu jeturi opuse; *d* — recirculare în dire; *e* — recirculare de expansiune; *f* — recirculare de colț.

Acest tip de curgere este numită, de obicei, curgere de colț și apare numai în curgerea turbulentă, spre deosebire de celelalte, care apar și în cazul curgerilor laminare.

RECUPERAREA CĂLDURII. Din cantitatea totală de căldură a purtătorilor de căldură furnizată unei instalații (utilaj, agregat, instalație, secție sau întreprindere), numai o anumită parte este folosită util (utilizată în procesele tehnologice principale și în procesele legate inevitabil de cele principale). Se consideră că această parte s-a consumat în mod util, restul fiind pierderile de căldură ale instalați ei respective.

Toate formele de energie (de căldură) ieșite din instalația considerată, care permit prin potențialul lor energetic (termometric) utilizarea în altă instalație, reprezintă resurse energetice secundare (r.e.s.).

Cauzele apariției r.e.s. sînt imperfecțiunile de natură energetică ale proceselor care au loc în instalația respectivă. Cu cît este mai mare cantitatea de r.e.s., cu atît procesele din instalația respectivă au randamente termoenergetice mai scăzute. Din acest motiv analiza utilizării r.e.s. trebuie făcută după ce s-au luat toate măsurile de mărire a randamentelor energetice ale proceselor care au loc în instalație.

Valorificarea r.e.s. (a căldurii) se poate realiza în două scopuri, și anume:

— în scop tehnologic, cînd r.e.s. este utilizată pentru creșterea randamentului termic al procesului, sau drept combustibil. În acest caz se îmbunătățește atît randamentul termic al agregatului cît și cel al procesului tehnologic;

— în scop energetic, cînd r.e.s. este folosită de exemplu într-un cazan recuperator care funcționează cu gaze de ardere, aburul livrat fiind utlizat la acționarea unui turbogenerator sau a unor utilaje pentru prelucrarea la cald (ciocane sau prese).

Pentru a asigura utilizarea r.e. din r.e.s. este necesară continuitatea în producerea lor, o concentrație cantitativă suficientă și un nivel termometric corespunzător.

Întrucît pierderile de căldură (căldură nefolosită util) apar inevitabil în orice instalație termică, instalația de bază trebuie să conțină prin proiect agregatele de recuperare a căldurii. Modificările ulterioare ale instalațiilor de bază în scopul recuperării căldurii nefolosite echivalează cu întreruperi de producție și cheltuieli importante.

R.e.s. industriale se pot împărți în:

a) r.e.s. combustibile, sub formă de:
   - gaze combustibile rezultate din procesele pirotehnologice de la: furnale, cocserie, convertizoare, cubilouri, rafinării, înnobilarea cărbunilor, mine de cărbune;
   - lești din industria celulozei și a hîrtiei;
   - deșeuri lemnoase sub formă de cioturi, scoarță, rumeguș, surcele, zdrobitură etc.;
   - deșeuri combustibile (gazoase, lichide, solide) rezultate din industria chimică;
   - deșeuri ale produselor agricole, sub formă de coji de floarea soarelui, purderie etc.

b) r.e.s. termice:
   - căldura gazelor de ardere evacuate din agregatele tehnologice;
   - căldura deșeurilor tehnologice fierbinți (zgură de furnal, fontă granulată, laminate, cocs, aglomerate etc.);
   - căldura aerului evacuat din halele industriale și instalațiile de uscare;
   - căldura aburului rezultat de la acționarea cu abur a utilajelor tehnologice, a aburului rezultat de la purja continuă a cazanelor de abur, de la instalațiile de vaporizare pentru concentrarea soluțiilor, a condensatului sau a apei fierbinți;
   - căldura agenților de răcire ai instalați ilor tehnologice și mașinilor termice.

R.c. din gazele de ardere.

Reprezintă un domeniu larg de utilizare a căldurii gazelor evacuate din cuptoarele industriale folosite în instalațiile de uscare (circa 200°C) și la instalațiile de topire a oțelului (aproximativ 1 500°C).

R.c. din gazele arse, evacuate din industria siderurgică și metalurgică

Procesele din industria metalurgică se desfășoară la temperaturi înalte, realizate în cele mai multe cazuri prin arderea diferiților combustibili. Gazele de ardere rezultate, avînd temperaturi care depășesc de obicei 1 000°C, conțin 30—70% din energia combustibilului consumat.

Dimensionarea și eficacitatea instalațiilor de recuperare depind de caracteristicile calitative (temperatura) și cantitative (căldura) a gazelor rezultate din procesele metalurgice:

— temperatura gazelor arse, determinată de temperatura finală a procesului tehnologic, variază în funcție de proces și de natura combustibilului folosit;

— debitul de gaze arse depinde de debitul și natura combustibilului folosit, excesul de aer, degajările de gaze din șarje, precum și de scăpările de gaze prin orificiile de încărcare și descărcare a agregatului.

Debitul de gaze arse se calculează cu relația:

$$D_g = C_h(V_{gc} + V_{gs})(1-\beta) \ [m^3N/h],$$

în care: C_h este consumul orar de combustibil convențional [kgfcc/h]; V_{gc} — volumul specific al gazelor de combustie (gazele rezultate prin arderea combustibilului) la un exces de aer raportat la unitatea de greutate a combusti-

bilului [m³/kgfcc]; V_g, — volumul specific al gazelor degajate din materialele şarjei, raportat la unitatea de greutate a combustibilului [m^3_N/kgfcc]; β — coeficientul de scăpări al gazelor de ardere din camera de lucru a agregatului, în exterior.

Volumul gazelor de combustie se calculează cu relaţia:

$$V_g^c = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\lambda - 1)V_a^0, \ [m^3_N/kgcc]$$

în care: V_{RO_2} reprezintă volumul gazelor triatomice uscate [m^3_N/kgcc]; $V_{N_2}^0$ — volumul teoretic al azotului [m^3_N/kgfcc]; V_{H_2O} — volumul vaporilor de apă pentru un exces de aer [m^3_N/kgfcc]; V_a^0 — volumul teoretic al aerului de combustie [m^3_N/kgfcc]; λ — coeficientul de exces al aerului în camera de lucru.

Volumul gazelor degajate de materialele şarjei, condiţionat de reacţiile chimice şi transformările fizice care au loc în cursul procesului tehnologic, se determină pe baza bilanţului de materiale al procesului.

Debitul efectiv de gaze arse al cuptoarelor metalurgice nu rămîne de obicei constant, ci variază în timp, în funcţie de fazele procesului tehnologic.

Compoziţia gazelor provenite de la cea mai mare parte a cuptoarelor metalurgice este diferită. Ele sînt necombustibile, fiind formate în special din azot, bioxid de carbon şi vapori de apă. În proporţii mai reduse apar oxigenul şi componenţii combustibili: CO, H_2, CH_2 etc.

Conţinutul de căldură al gazelor de ardere se calculează cu relaţia:

$$Q_g = D_g^v t_g c_g \ [kcal/h],$$

în care: D_g^v este debitul orar de gaze arse [m^3_N/h]; t_g — temperatura gazelor arse [°C]; c_g — căldura specifică medie a gazelor arse [kcal/m^3_N °C].

La agregatele existente, datele necesare se procură pe cale experimentală prin măsurări şi analize directe. La agregatele nou proiectate, temperatura, debitul şi compoziţia gazelor se stabilesc fie statistic, fie prin calcul (pe baza ecuaţiilor de ardere) a transformărilor chimice caracteristice procesului respectiv şi a schimbului de căldură care are loc în elementele circuitului de gaze arse.

Scheme de instalaţii de recuperare sînt prezentate în figurile R.54 şi R.55.

În cazul schemei din figura R.54, răcirea prin vaporizare este folosită numai la cadrele celor trei uşi, cu posibilităţi de extindere la arzătoare şi la canale de rezemare. Uscătorul

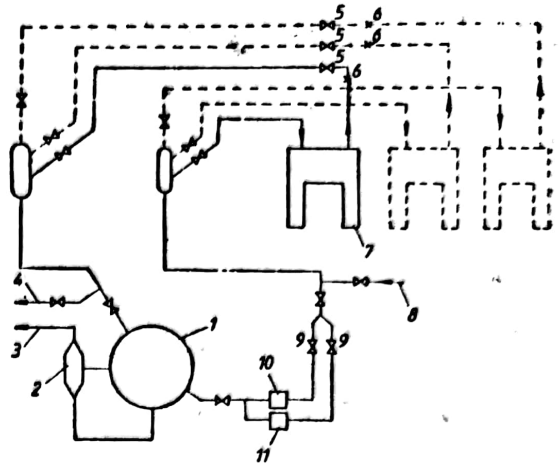


Fig. R.54. Schema de principiu a răcirii prin vaporizare la un cuptor Martin:
1 — cazan; *2* — separator de abur; *3* — spre supraîncălzitor şi colector; *4* — spre scurgere; *5* — supape de siguranţă; *6* — evacuare în atmosferă; *7* — cadrul uşii; *8* — apă de răcire de rezervă; *9* — robinet de închidere; *10* — electropompă; *11* — turbopompă.

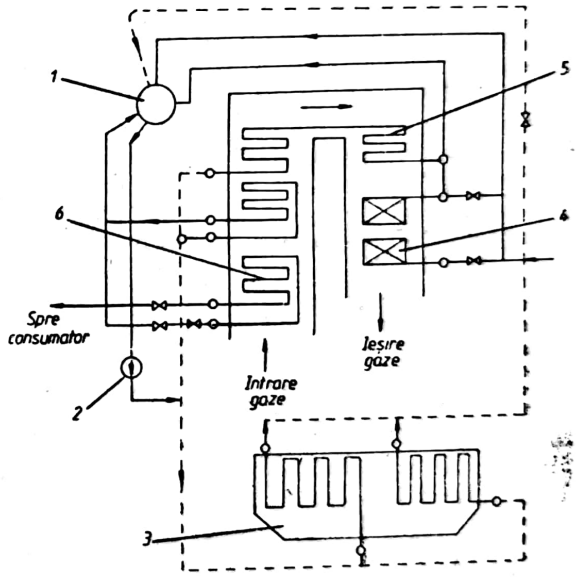


Fig. R.55. Schema complexă de recuperare a căldurii de la un cuptor Martin:
1 — tambur; *2* — pompe de circulaţie; *3* — sistem de răcire prin vaporizare; *4* — preîncălzitor de apă; *5* — vaporizator; *6* — supraîncălzitor.

(separatorul) de abur, este instalat în conducta de ieşire a aburului de la cazan pentru a înlătura orice antrenare de apă care poate apărea în cazan datorită măririi debitului.

Răcirea prin vaporizare a furnalelor permite să se economisească cantităţi mari de apă de răcire (1 000—2 000 m^3/h la un furnal), intervenind cu efecte economice în special în regiunile în care bilanţul de apă este deficitar.

Construcția cazanelor recuperatoare se poate desfășura după două direcții:

— Utilizarea de cazane recuperatoare fără preîncălzitoare de apă (acestea se corodează repede, iar în țevi apar fisuri și rupturi);

— Utilizarea de cazane recuperatoare cu preîncălzitoare de apă și cu curățire prin împroșcare cu alice sau prin vibrație.

Figura R.55 ilustrează că toată apa de alimentare, atît pentru cazan, cît și pentru sistemul de răcire prin vaporizare intră în preîncălzitorul cazanului și, apoi, în tambur. Pompele de circulație aspiră apa din cazan și o trec atît prin elementele cuptorului Martin care trebuie răcite, cît și prin suprafețele de vaporizare ale cazanului. Amestecul de abur și apă se reîntoarce în tambur, de unde aburul trecînd prin supraîncălzitor este trimis spre utilizare.

În aceste cazane, supraîncălzirea aburului are loc în supraîncălzitoare de abur cu încălzire independentă (folosind gaze de furnal sau combustibil).

R.c. din gazele arse evacuate din instalațiile de cazane.

Din bilanțul termic al cazanului, pierderile de căldură prin gazele evacuate reprezintă componenta cea mai importantă (8—10%), justificînd preocupările îndreptate spre reducerea acestora. Din practică a rezultat că o micșorare a temperaturii gazelor evacuate cu circa 10°C mărește randamentul cazanului cu 0,8%. În general, o parte din căldura gazelor arse este folosită pentru supraîncălzirea aburului produs, preîncălzirea aerului de combustie sau a apei de alimentare sau a ambelor fluide concomitent.

În instalațiile mijlocii și mici, se utilizează o serie de procedee pentru recuperarea intensivă a căldurii conținute de gazele de ardere, constînd în principal din:

— spălarea gazelor cu apă și transmiterea căldurii recuperate la circuitul principal de alimentare cu apă și la o primă preîncălzire a aerului de combustie, protejîndu-se preîncălzitorul principal de aer și reducîndu-se conținutul de praf în gazele evacuate;

— transmiterea căldurii la apa de alimentare și la aerul de combustie cu răcire pînă la temperatura de condensare, astfel ca aburul să fie exclus din produsele de ardere.

Recuperarea mai avansată a căldurii gazelor de ardere este condiționată de soluționarea prealabilă a următoarelor probleme:

— stabilirea temperaturii minime la care nu apare fenomenul de condensare a unor componenți din gazele de ardere, respectiv atingerea punctului de rouă, sub această valoare apărînd fenomenul de coroziune a suprafețelor metalice de pe traseul gazelor de ardere

— evitarea murdăririi suprafețelor de schimb de căldură la temperaturi joase ale gazelor, precum și uzurii suplimentare a acestora sub acțiunea abrazivă a prafului conținut de gaze;

— determinarea suprafețelor suplimentare de schimb de căldură și stabilirea locului optim, din punct de vedere al eficienței recuperării, în instalația unui cazan construit sau în schema termică a unei centrale existente.

În tehnica proiectării și exploatării agregatelor de cazane recuperatoare de mare capacitate, obținerea unui randament ridicat al recuperării prin reducerea temperaturii gazelor evacuate din el se realizează pe două căi, și anume:

— prin recuperarea căldurii gazelor arse în mai multe trepte de recuperare (o treaptă pentru supraîncălzirea aburului produs, o a doua pentru preîncălzirea aerului de combustie și a treia pentru preîncălzirea apei de alimentare);

— prin coborîrea punctului de rouă din gazele de ardere.

În funcție de punctul de rouă al gazelor arse, temperatura gazelor evacuate poate fi micșorată prin următoarele procedee:

— montarea de schimbătoare de căldură suplimentare, prin convecție, în circuitul gazelor arse, folosite ca economizoare de joasă temperatură (cu sau fără fierbere), sau ca economizor pentru termoficare;

— folosirea gazelor evacuate de la cazanul recuperator principal în alte cazane secundare tot de tip recuperator;

— instalarea unui schimbător de căldură suplimentar pentru preîncălzirea aerului de combustie;

Valorificarea căldurii gazelor arse provenite de la agregatele termice.

a) Recuperarea căldurii gazelor evacuate de instalațiile de turbine cu gaze. Aceste gaze se evacuează la temperaturi ridicate, cuprinse între 350—480°C și conțin un mare exces de aer. Ele pot fi folosite în mai multe scopuri și anume:

— pentru a ceda căldura lor într-un cazan de recuperare, în scopul producerii aburului sau apei supraîncălzite;

— pentru regenerarea căldurii în ciclu (încălzirea aerului care iese din compresorul instalației turbinei cu gaze);

— drept gaze calde într-un cazan recuperator producător de abur saturat;

— drept mediu cald într-un regenerator cu umplutură al unei uzine siderurgice.

În acest scop pot fi luate în considerare două tipuri de turbine cu gaze:

— turbina cu gaze de tip industrial;

— turbina cu gaze de tip turbocompresor.

b) Recircularea gazelor de ardere. Prin recircularea gazelor de ardere, se realizează o economie de combustibil de proporții considerabile în cuptor, fără a fi necesară reducerea nivelului temperaturii în spațiul de lucru al cuptorului.

Scanned with OKEN Scanner

Recircularea gazelor de ardere devine importantă în următoarele cazuri:

— cînd gazele inerte răcite sînt necesare pentru menținerea atmosferei neutre a unei mori de cărbune cu pericol de explozie;

— cînd este necesară uscarea combustibilului cu umiditate mare în turnurile morilor de cărbune (mori ventilator);

— cînd în spațiul de lucru este necesară o temperatură redusă la un exces de aer redus.

Folosirea recirculării gazelor de ardere implică un consum suplimentar de energie electrică pentru ventilatorul de recirculare și o înrăutățire a procesului de ardere datorită concentrației mai scăzute a oxigenului în aerul rece sau procesului de ardere. Din aceste cauze eficacitatea recirculării gazelor de ardere apare avantajoasă, în special, în următoarele cazuri: la scăderea temperaturii de evacuare; la mărirea nivelului de temperatură admisibil în spațiul de lucru.

R.c. în industria materialelor de construcții.

Industria cimentului, ca și a altor materialle de construcție (sticlă, cărămidă, var, materiale refractare etc.) face parte din categoria industriilor energointensive. Căldura necesară proceselor fizico-chimice la care este supusă materia primă în tehnologia cimentului este furnizată de combustibilul lichid sau gazos care se arde într-un cuptor rotativ. Aerul secundar necesar arderii, în afara aerului primar care se introduce odată cu combustibilul, pătrunde în cuptor, trecînd în prealabil prin sistemele de preîncălzire ale lui, respectiv prin sistemele de răcire ale clincherului evacuat pe partea capătului cald al cuptorului rotativ (așa-zise răcitoare ale cuptorului rotativ) utilaje anexe ale acestuia. Gazele de ardere, rezultate în urma părăsirii cuptorului rotativ pe la capătul rece și trecerii lor în camerele de praf și instalațiile de filtrare (electrofiltre), în vederea depoluării de materialul antrenat, sînt evacuate prin coș în atmosferă, după ce în prealabil (în cele mai frecvente cazuri) sînt vehiculate și prin cazane recuperatoare.

Direcția principală de recuperare a căldurii în scopul valorificării cît mai complete a resurselor energetice secundare este r.c. clincherului la evacuarea acestuia din cuptor prin sisteme de răcitoare, în scopul preîncălzirii aerului secundar de combustie, și anume prin:

— răcitoare (recuperatoare) de tip tambur care funcționează în contracurent;

— răcitoare (recuperatoare) planetare ce sînt plasate pe corpul cuptorului rotativ spre capătul cald al acestuia;

— răcitoare (recuperatoare) de tip grătar.

Industria cimentului, a silicaților, a materialelor refractare și, în general, a materialelor de construcție oferă vaste posibilități pentru utilizarea căldurii gazelor de ardere provenite din cuptoarele rotative frecvent întîlnite în aceste ramuri industriale. Temperatura gazelor de ieșire din cuptorul rotativ în industria cimentului este de aproximativ 700—750°C în tehnologia după procedeul uscat și 400—450°C în tehnologia după procedeul umed. În figura R.56, este prezentată schema de principiu pentru folosirea căldurii gazelor arse a cuptoarelor rotative de clincher după procedeul uscat, în scopul producerii aburului necesar acționării unor turbogeneratoare cu condensație și prize, iar în figura R.57 este prezentată

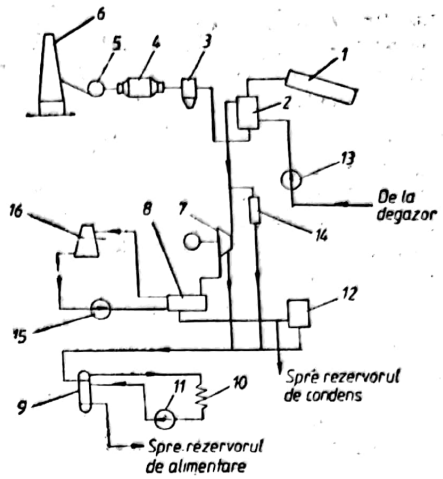


Fig. R.56. Schema cuptorului rotativ cu cazan recuperator:

1 — cuptor rotativ; *2* — cazan recuperator; *3* — baterie de cicloane; *4* — electrofiltru; *5* — exhaustor; *6* — coș de fum; *7* — turbină cu priză de abur; *8* — condensator; *9* — boiler pentru vîrful de sarcină; *10* — rețea de termoficare; *11* — pompă de rețea; *12* — consumator de abur; *13* — pompă de alimentare; *14* — condensator; *15* — pompă; *16* — turn de răcire.

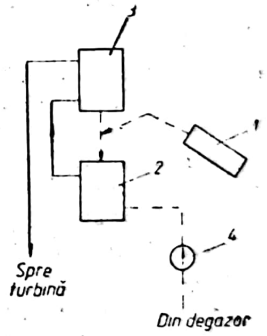


Fig. R.57. Schema de legare a încălzitorului de abur:

1 — cuptor rotativ; *2* — cazan recuperator; *3* — pompă de alimentare; *4* — supraîncălzitor exterior de abur.

schema de principiu pentru folosirea căldurii gazelor arse a cuptoarelor rotative de clincher care funcționează după procedeul umed, în scopul producerii de abur saturat.

Recuperarea căldurii în industria chimică.

Industria chimică reprezintă un consumator important de căldură, astfel că în cadrul diferitelor procese tehnologice utilizate apar și posibilități corespunzătoare de recuperare a căldurii și anume:

— recuperarea căldurii reziduale a gazelor arse de la cuptoarele de calcinare din industria sodei, în scopul preîncălzirii aerului de combustie;

— valorificarea complexă a căldurii gazelor arse și a volatilelor combustibile rezultate în procesul de gazeificare a materialelor cărbunoase în retorte;

— valorificarea căldurii gazelor degajate din cuptoarele electrice folosite în industria materialelor abrazive;

Direcțiile în care se poate valorifica căldura gazelor arse din industria chimică sînt:

— producerea de abur saturat pentru tehnologie și încălzire;

— producerea de abur supraîncălzit destinat turbogeneratoarelor, respectiv producția de energie electrică;

— procesele de preîncălzire a materialelor.

R.c. din abur.

Aburul este utilizat, în general, în scop energetic și în scop tehnologic. În industrie, aburul este folosit în cele mai variate scopuri tehnologice: producere de energie mecanică, încălziri tehnologice în instalații de vaporizare, distilare, rectificare, pentru încălzire, pentru prepararea apei calde de consum etc.

De cele mai multe ori, aburul este evacuat din diferitele agregate la presiuni joase (1,1—1,8 at), avînd o importantă cantitate de căldură disponibilă (peste 600 kcal/kg) care se pierde în atmosferă. În multe cazuri, căldura pierdută din aburul evacuat reprezintă peste 70% din căldura totală consumată prin arderea combustibilului pentru producerea lui la starea inițială. Față de această situație, r.c. conținute în aburul evacuat prezintă o deosebită importanță din punct de vedere economic.

Ca și în cazul condensatului, temperatura la care poate fi preluată căldura din aburul evacuat este relativ scăzută, în jur de 100°C. Apar, deci, probleme deosebite, cu privire la găsirea unor consumatori care să o poată folosi la această temperatură.

R.c. în scopuri tehnologice este limitată la preîncălzirea unor produse care urmează a fi supuse unor tratamente termice, la preîncălzirea apei de alimentare a cazanelor etc. Domeniul de folosire a aburului evacuat este restrîns, datorită și faptului că presiunea lui fiind mică și volumul specific mare transportul la consumatori este neeconomic. Distanța de transport a aburului evacuat este limitată și de faptul că, la aburul saturat sau chiar umed, pierderile prin condensație în conductele de transport ating valori foarte mari.

Cu toate neajunsurile semnalate, datorită economiilor mari care se pot obține prin r.e. din aburul evacuat, în scopuri tehnologice, această recuperare nu trebuie neglijată, ci dimpotrivă, trebuie găsite soluțiile cele mai adecvate pentru ca procedeul să-și aibă maximum de eficacitate.

Alegerea parametrilor aburului folosit în diferite scopuri tehnologice se poate rezolva ținînd seama de următoarele recomandări:

— să se examineze posibilitatea de modificare a proceselor tehnologice, în așa fel încît să permită schimbarea temperaturilor cerute pentru agentul încălzit și, legat de acesta, unificarea unor tipuri de consumatori tehnologici pentru anumite industrii;

— proiectarea unor schimbătoare de căldură pentru diferența optimă de temperatură între agentul de căldură încălzitor și cel încălzit.

Parametrii aburului care alimentează consumatorii tehnologici sînt determinați de temperatura cerută și presiunea corespunzătoare acestei temperaturi în amonte de consumatori (p, t), cum și de căderea de temperatură și presiune (Δt, Δp) în rețeaua termică. În cazul aburului, parametrii caracteristici sînt cei corespunzători saturației, deoarece numai aceștia prezintă importanță din punctul de vedere al schimbătorului de căldură. Presiunea și temperatura de saturație a aburului înainte de schimbătorul de căldură sînt condiționate, în mod obișnuit, de temperatura agentului încălzit la părăsirea schimbătorului de căldură. Presiunea p este condiționată de diferența de temperatură necesară Δt (Fig. R.58). De asemenea, trebuie să se țină seama de căderea de presiune Δp_c și căderea de temperatură Δt_c, care se produc în rețeaua de conducte de la

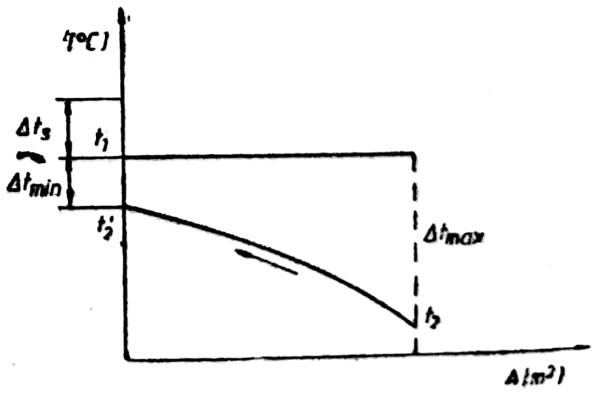


Fig. R.58. Variația temperaturilor agentului încălzitor și încălzit.

ieşirea din turbină şi pînă la intrarea în schimbătorul de căldură:

$$t_a = t'_2 + \Delta t + \Delta t_s;$$

$$p_a = p + \Delta p + \Delta p_s.$$

Sînt situaţii în care procesul tehnologic nu poate fi realizat cu parametrii aburului. În asemenea situaţii este necesar să se facă apel la unele măsuri care urmăresc reducerea diferenţei de temperatură dintre cei doi agenţi termici, şi anume: mărirea suprafeţei de încălzire a schimbătorului; mărirea debitului de abur; mărirea debitului de agent de încălzit.

În scopuri termice, aburul este folosit permanent pentru prepararea apei calde de consum şi în instalaţiile de ventilaţie şi, sezonier, pentru încălzire. Pentru folosirea cît mai completă a căldurii conţinute în aburul evacuat este necesar ca recuperarea în scopuri termice să fie combinată cu recuperarea de energie electrică în aşa fel, încît în perioada de încălzire, aburul să fie folosit pentru acoperirea necesarului de căldură al încăperilor, pentru ventilare şi prepararea apei calde menajere, iar în afara perioadei de încălzire, pentru a produce energie electrică într-o centrală termoelectrică, după acoperirea căldurii necesare preparării apei calde şi ventilării. În majoritatea cazurilor, agentul termic folosit pentru încălzire fiind apa caldă, soluţia de recuperare constă în prepararea apei calde în boilere alimentate cu abur evacuat. Boilerele pot fi verticale sau orizontale, sau schimbătoare de căldură din elemente componente semielastice.

În figurile R.59 şi R.60 sînt prezentate scheme de principiu pentru legarea boilerelor recuperatoare la reţeaua de termoficare.

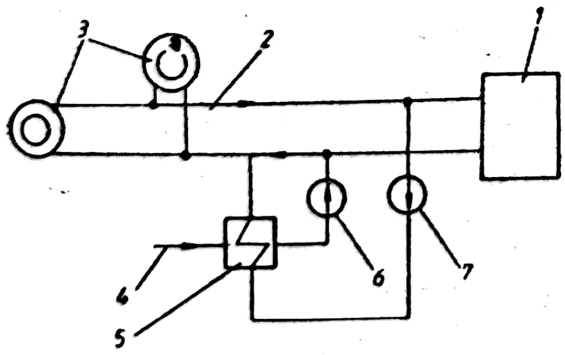


Fig. R.59. Schema de principiu a legării boilerului recuperator la reţeaua de termoficare:
1 — centrală de termoficare; *2* — reţea de termoficare; *3* — consumatori; *4* — abur evacuat; *5* — boiler recuperator; *6* — pompă de condens; *7* — pompă de apă.

În scopuri energetice, **r.e.** se face prin destinderea aburului în turbine care utilizează acest agent. Avînd în vedere că, agregatele

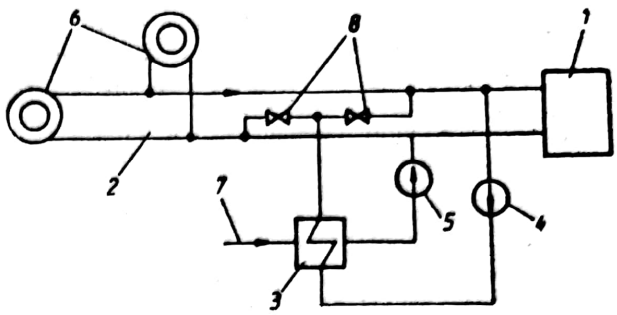


Fig. R.60. Schema de principiu a legării boilerului recuperator la reţeaua de termoficare cu trecerea parţială a apei încălzite în conducta de întoarcere:
1 — centrală de termoficare; *2* — reţea de termoficare; *3* — boiler recuperator; *4* — pompă de apă; *5* — pompă de condensat; *6* — consumatori; *7* — abur evacuat; *8* — vane de reglaj.

de la care se preia aburul, au un regim intermitent în funcţionare (ciocane, prese, maşini de extracţie etc.) este indicat ca între aceste agregate şi turbină să se intercaleze un acumulator de abur pentru a nu se pierde abur atunci cînd debitul acestuia este mai mare decît debitul turbinei şi pentru a nu scoate din funcţionare turbina atunci cînd debitul de abur scade prea mult (Fig. R.61).

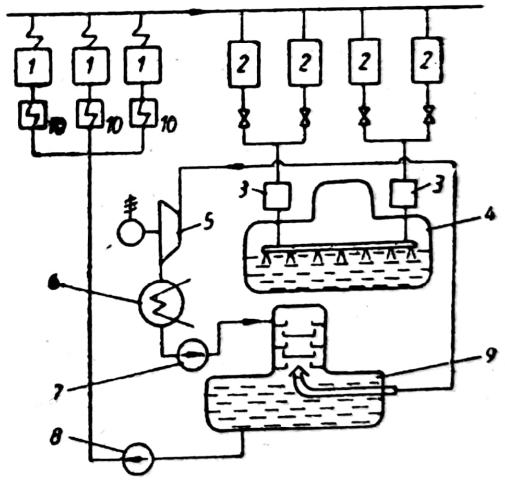


Fig. R.61. Schema de folosire a aburului evacuat într-o turbină:
1 — cazane de abur; *2* — instalaţie de la care se recuperează aburul; *3* — separatoare de ulei; *4* — acumulator de abur; *5* — turbină; *6* — condensator; *7* — pompă de condensat; *8* — pompă de alimentare cu apă a cazanelor; *9* — degazor; *10* — preîncălzitoare de apă.

R.e. din aburul evacuat atît în scopuri tehnologice, cît şi în scopuri de încălzire şi prepararea apei calde de consum se fac prin intermediul pompei de căldură ce oferă posibilitatea măririi în mod economic a parametrilor la care se evacuează căldura.

R.c. din apa de condensație și apa de răcire. Recuperarea condensatului prezintă două aspecte economice, și anume: economie de căldură prin introducerea în circuitul de funcționare al centralei a căldurii conținute de condensat; economie de apă tratată chimic.

În circuitul apă-abur de condensație, elementul cel mai important este consumatorul de căldură, respectiv suprafața sa de încălzire și evacuare a apei de condensație. Aici are loc transformarea agentului de lucru din starea de vapori în stare lichidă. Acest proces ridică o serie de probleme și condiții de a căror rezolvare depinde în mare măsură economicitatea ansamblului instalației.

Condiția principală pe care trebuie să o îndeplinească un consumator de abur constă în asigurarea unei condensații totale în așa fel, încît funcționarea să fie asigurată fără pericolul de inundare parțială a consumatorului de căldură și fără scăpări de abur.

Elementul de evacuare a apei de condensație influențează în mod pozitiv sau negativ economicitatea producției și randamentul instalației prin numărul acestor elemente (surse de pierdere de abur), suprafața lor exterioară (cu cît este mai mare, cu atît schimbul de căldură cu exteriorul este mai mare și se condensează inutil o cantitate mai mare de abur) și prin posibilitatea de evacuare în atmosferă a unei cantități importante de abur. Cele mai uzuale dispozitive de evacuare a apei de condensație sînt oalele de condensație care pot fi cu plutitor închis, deschis sau inversat.

Schema de principiu în cazul utilizării căldurii conține în condensat și în aburul scăpat din oalele de condensație este prezentată în figura R.62.

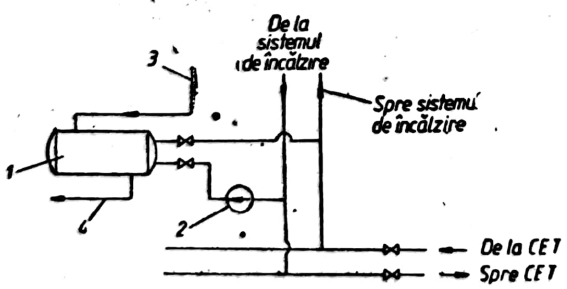


Fig. R.62. Schema de principiu a folosirii căldurii din condens și a aburului scăpat din oalele de condens:
1 — preîncălzitor de apă; *2* — pompă de circulație; *3* — conductă de condensat de la consumatorii de abur; *4* — conductă spre rezervorul de colectare.

În cazul centralelor termoelectrice care funcționează după ciclul cu pură condensație, rămîn cantități mari de căldură nefolosite efectiv și care datorită temperaturii ei scăzute, nu este folosită. În majoritatea cazurilor, centralele termoelectrice sînt prevăzute cu condensatoare de suprafață, în care apa de răcire are un circuit complet separat de al apei condensate. Folosirea cea mai rațională a apei condensate este reintroducerea ei în cazan. Apa de răcire preia cea mai mare parte din căldura aburului evacuat din turbine și, în loc să fie răcită în turnurile de răcire, poate fi folosită ca apă caldă în vopsitorii sau pentru încălzirea serelor. În ultimul timp, condensatorul răcit cu apă a fost înlocuit cu condensatorul răcit cu aer (aerul cald folosindu-se fie la încălzirea halelor industriale, fie la încălzirea unor sere amplasate în apropiere).

Sînt însă multe procese tehnologice în care condensatul se impurifică în așa măsură, încît nu se mai poate folosi pentru realimentarea cu apă a cazanelor din centrala termică. În aceste cazuri este necesară aducerea condensatului la puritatea necesară, prin filtrare și demineralizare sau tratare chimică, operații care nu trebuie să reducă substanțial cantitatea de căldură conținută în condensat (temperatura lui).

Recuperarea căldurii conținute în apa de răcire în cazul unor procese tehnologice. Ea poate fi folosită în următoarele scopuri:

— pentru încălzirea încăperilor;
— pentru prepararea apei calde menajere;
— pentru producerea de energie electrică.

Dintre mașinile termice, un exemplu reprezentativ este cel al unui motor diesel, al cărui randament termic este cuprins între 38 și 40%. Randamentul global al acestui motor poate fi, însă, dublat în cazul în care se recuperează căldura conținută în apa de răcire care părăsește motorul (la 78—80°C) și căldura conținută în gazele de ardere evacuate (între 320 și 480°C).

R.c. din alte surse. Produsele metalurgice (fontă lichidă, lingourile de oțel, cocsul etc.), fiind rezultatul unor procese care au loc la temperaturi înalte, mai conțin mari cantități de căldură care nu totdeauna se utilizează în fluxul tehnologic de fabricație. Deoarece căldura fontei și a oțelului se folosește în bună parte prin laminare și turnare în flux continuu adoptîndu-se o tehnologie adecvată de fabricație, căldura fizică a cocsului se poate recupera

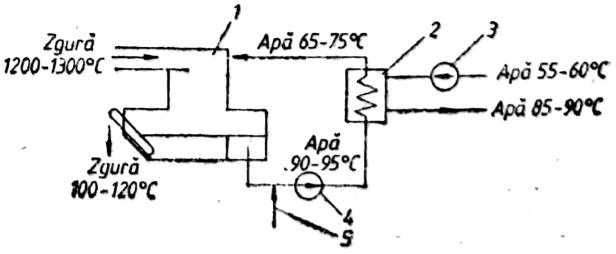


Fig. R.63. Schema de producere a apei calde prin recuperarea căldurii din zgură:
1 — granulator de zgură cu apă; *2* — schimbător de căldură; *3* — pompă de rețea; *4* — pompă de circulație; *5* — apă de adaos.

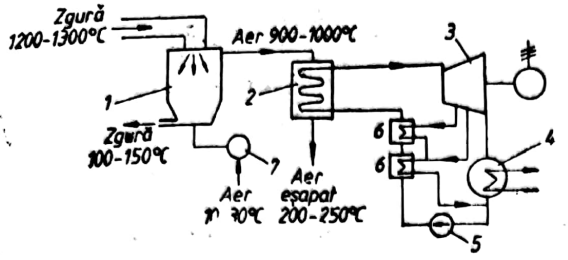


Fig. R.64. Schema de recuperare a căldurii din zgură cu producere de energie electrică:
1 — granulator cu aer; 2 — cazan recuperator; 3 — turbină cu abur; 4 — condensator; 5 — pompă de alimentare; 6 — preîncălzitoare regenerative; 7 — suflantă.

economic mai ales în instalații energetice bazate pe stingerea uscată a lui. În aceeași situație se află și zgurele metalurgice care se evacuează în stare lichidă. În figurile R.63 și R.64 sînt prezentate schemele a două instalații de recuperare a căldurii din zgură.

În procesul de fabricație a celulozei și hîrtiei, în secțiile de preparare a agenților de fierbere, se produce leșie albă necesară la fierberea lemnului, care datorită multiplelor reacții chimice își pierde caracteristicile inițiale și ca urmare este supusă unui proces complex de regenerare și valorificare termică și tehnologică. Acest proces are ca ultimă fază arderea leșiei în cazanul de regenerare. Scopul principal al cazanului de regenerare introdus în procesul tehnologic îl constituie, pe de o parte, recuperarea compușilor chimici din leșia neagră (pentru reutilizarea lor în procesul de fierbere a lemnului), iar pe de altă parte, valorificarea căldurii dezvoltate pentru producerea de abur (prin arderea compușilor organici din leșie).

În combinatele de prelucrare și industrializare a lemnului, precum și în cele de celuloză și hîrtie care utilizează ca materie primă masă lemnoasă, rezultă importante cantități de deșeuri ca: rumeguș, capete de bușteni, coajă, deșeuri de furnire și de placaje, praf de lemn etc. În majoritate, aceste deșeuri sînt folosite în centralele termice de ars deșeuri, în cazane de abur de tip acvatubular cu grătare fixe în trepte, special construite. Apa caldă (sau aburul) obținută de la aceste cazane este folosită de regulă pentru procese tehnologice specifice, pentru încălzire, sau în camere și tuneluri de uscare a buștenilor. Deșeurile cu conținut ridicat de umiditate însă, nu pot fi arse decît după reducerea conținutului de umiditate prin uscare sau prin presare.

Recuperatoare de căldură.

Recuperatoarele cele mai des folosite la r.e. sînt, în general, aparate ce lucrează în domeniile de temperatură a gazelor de ardere (400—900°C) sau ca a doua treaptă de recuperare după regeneratoare sau cazane recuperatoare. Ele lucrează în echicurent, contracurent sau curenți încrucișați.

Calculul recuperatorului implică un calcul termic de schimb de căldură și un calcul de pierdere de presiune.

Suprafața de încălzire S a recuperatorului se determină cu relația:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m \cdot \Sigma},$$

în care: Q este cantitatea de căldură recuperată în kcal/h; k — coeficient de transmitere a a căldurii în kcal/m²h°; Δt_m — diferența medie logaritmică de temperatură dintre gazele de ardere și aer în grd; ε — coeficient care ține seama de schema de circulație a gazelor.

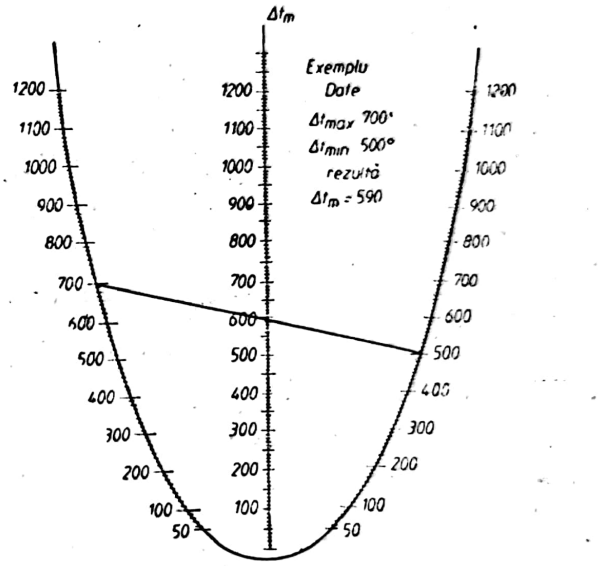


Fig. R.65. Nomograma pentru calculul diferenței medii logaritmice Δt_m.

În figura R.65, este reprezentată o nomogramă pentru calculul diferenței medii logaritmice de temperatură Δt_m în funcție de temperatură , dintre aer și gazele de ardere (Δt_{min} și Δt_{max}) la intrarea și ieșirea din aparat.

Pierderea de presiune pe partea gazelor de ardere într-un recuperator se calculează cu relația:

$$\Delta p_g = a(n+m)Tw_g^2 \cdot 10^{-4}, \text{ [mm } H_2O\text{]}$$

în care: n este numărul de elemente în sensul curgerii gazelor; m — numărul de treceri în sensul curgerii gazelor; T — temperatura absolută a gazelor de ardere [°K]; a — coeficientul care ține seama de tipul recuperatorului, avînd valori între 0,61 și 0,75; w_g — viteza gazelor de ardere.

Viteza gazelor în recuperator se recomandă $w_a = 3-8$ m/s (viteza considerată la debit exprimat în m_N^3/s), iar pierderea maximă de presiune de 900—1 000 mm H_2O.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru protejarea materialului se recomandă ca temperatura gazelor de ardere să nu depășească 800°C și raportul w_a/w_g să nu depășească 4.

În cazul în care are loc o mărire a căderii de presiune (murdărirea recuperatorului), pot apărea următoarele efecte:

— scade productivitatea și economicitatea recuperării;

— se modifică regimul termic în spațiul de lucru și scade calitatea produselor;

— scade randamentul ventilatorului de aer din cauza modificării poziției punctului de funcționare de pe caracteristica debit-presiune.

Recuperatoarele de căldură pentru cuptoare se clasifică în următoarele categorii:

— recuperatoare cu proeminențe aciculare
— recuperatoare termobloc
— recuperatoare din țevi netede
— recuperatoare de radiație.

Elementul de bază al **recuperatorului acicular** este un tub de fontă cu proeminențe situate pe una sau ambele fețe. Aerul trece prin interiorul tubului, iar gazele de ardere trec prin exterior. În figura R.66 sînt prezentate

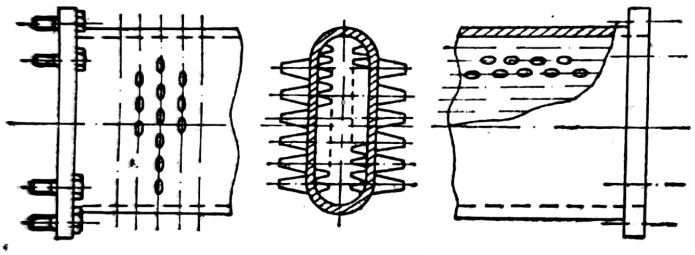
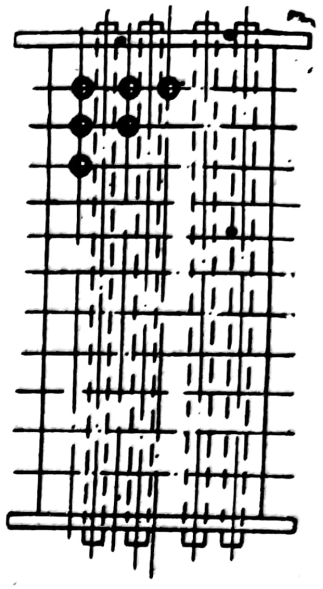


Fig. R.66. Recuperator acicular.



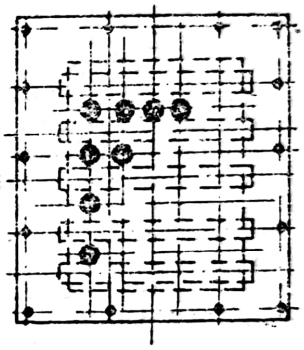


Fig. R.67. Carcasa unui termobloc.

secțiunile principale printr-un astfel de recuperator.

Recuperator termobloc. El este confecționat din două fascicole de țevi dispuse perpendicular, solidarizate între ele prin intermediul unei carcase metalice în care se toarnă fonta topită; carcasa, în general, se solidarizează cu scheletul metalic al cuptorului.

În figura R.67 este prezentată carcasa unui termobloc. Termoblocurile se folosesc la cuptoare mici, la care arderea nu se termină în spațiul de lucru și continuă în recuperator, care devine în acest caz un recuperator de radiație. Permit preîncălzirea la 200—250°C a 250—300 m^3/h de aer, pentru o temperatură a gazelor de ardere la intrarea în recuperator de 900—1 000°C.

Recuperatoare din țevi netede. Sînt realizate din tuburi de oțel netede. Ele se utilizează, în special, la cuptoarele mari, la care nu este rațional să se instalaze termoblocul (care au o greutate mare raportată la unitatea de căldură transmisă, sau recuperatoare aciculare alcătuite din prea multe elemente cu o etanșeitate redusă). În funcție de soluția constructivă adoptată, în recuperatoarele de acest tip, prin tuburi circulă unul dintre fluide (aerul sau gazele de ardere), iar printre țevi circulă celălalt fluid. Recuperatoarele pot fi de forme diferite și se construiesc cu una sau cu mai multe treceri.

La aceste tipuri de recuperatoare, transferul de căldură are loc prin convecție. Datorită progreselor realizate în metalurgia oțelurilor refractare s-au dezvoltat și recuperatoarele prin radiație. La aceste tipuri de recuperatoare, temperatura peretelui metalic ajunge pînă la 1 050°C, iar gazele de ardere pot fi introduse în recuperator cu temperatură pînă la 1 600°C, aerul preîncălzindu-se pînă la temperatura de 800°C. Temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator este de 650°C, ceea ce implică folosirea recuperatoarelor de radiație în serie cu recuperatoare prin convecție.

În aceste recuperatoare, apa se preîncălzește pînă la 500°C la o pierdere de presiune de 150—250 mm col. apă.

Viteza aerului în recuperator se recomandă de 10—12 m/s.

Cazane recuperatoare

Cazanele recuperatoare realizează recuperarea căldurii în scopuri energetice, în afara procesului tehnologic.

Perspectivele folosirii cazanelor recuperatoare sînt vaste, în special în metalurgie unde apar consumuri importante de combustibil la cuptoarele care funcționează cu randamente scăzute.

De exemplu, la cuptorul Martin la care gazele sînt evacuate cu temperatura de 500—700°C, se pierde prin gazele de ardere 40—45% din combustibilul ars. Prin utilizarea cazanelor și reducerea temperaturii gazelor se poate recupera 20% din combustibilul folosit, ceea ce echivalează cu circa 0,4 tcch/t oțel. Limita inferioară a temperaturii gazelor arse pentru utilizare economică a cazanelor recuperatoare este de 450—500°C.

Condițiile de funcționare ale cazanelor recuperatoare diferă de condițiile cazanelor normale în special prin:

— ponderea mare a schimbului de căldură prin convecție față de cel prin radiație;

— valoarea mare a raportului dintre volumul gazelor de ardere V_g și debitul D al cazanului, față de cazancle clasice.

După nivelul temperaturii gazelor de ardere, se deosebesc două categorii de cazane:

— cazane la care temperatura gazelor depășește 700—800°C;

— cazane la care temperatura gazelor variază între 450—500°C și 700—750°C.

Posibilitățile constructive pot fi reduse la trei scheme principale:

— cazane ignitubulare cu circulația longitudinală a gazelor;

— cazane acvatubulare cu circulația longitudinală a gazelor;

— cazane acvatubulare cu circulația transversală a gazelor de ardere.

La funcționarea cazanelor recuperatoare o mare importanță prezintă raportul V_g/D. Pătrunderea de aer fals conduce la mărirea acestui raport și la o reducere corespunzătoare a temperaturii gazelor de ardere. [V, Recuperator (cazan)].

Bilanțuri termice pentru determinarea eficienței economice a r.e.

Bilanțurile termice permit ca pe baza analizelor să se poată studia și perfecționa schemele termice ale întreprinderilor. În mod obișnuit, se elaborează următoarele categorii de bilanțuri termice.

— bilanțul termic real, care cuprinde rezultatul încercărilor termotehnice efectuate în condiții reale ale exploatării la un moment dat; cu ajutorul lui se poate urmări modul de exploatare a unui agregat secție sau întreprinderi și constituie punctul de plecare care stă la baza îmbunătățirii exploatării;

— bilanțul termic optim, care cuprinde pierderile aduse la valorile minime realizabile cu agregatul, instalația, secția sau întreprinderea analizată în condițiile unei funcționări perfecte și la cel mai înalt grad de eficiență economică, în conformitate cu stadiul tehnicii la data respectivă;

— bilanțul termic normat care se întocmește pe baza analizei pierderilor deduse din bilanțul termic real, cuprinzînd reducerile de pierderi realizabile în etapa pentru care se stabilește bilanțul normat. Bilanțul normat în etapa finală se va confunda cu bilanțul termic optim corespunzător stadiului tehnicii din momentul respectiv.

Scopul principal urmărit, acela de a folosi cît mai rațional energia în agregate, impune ca după epuizarea posibilităților de ridicare a randamentului agregatelor să se examineze recuperarea de căldură a resurselor energetice termice.

Pentru recuperarea căldurii unei resurse energetice secundare, există în general mai multe posibilități, respectiv mai multe variante.

Pentru a putea fi comparate între ele, variantele de recuperare trebuie aduse la echivalență atît ca energie cît și ca debit.

Variantele de recuperare se compară între ele pe baza cheltuielilor anuale de calcul Z, care includ în acest caz și cheltuielile de echivalare.

Relația generală pentru determinarea cheltuielilor anuale de calcul Z, în variantele de recuperare, (Z_R) este:

$$Z_{Ri} = C_{Ri} + \Sigma_h \cdot I_{Ri}$$

în care: C_{Ri} reprezintă cheltuielile anuale totale inclusiv cele de echivalare, pentru varianta de recuperare [lei/an]; I_{Ri} — investițiile totale inclusiv cele pentru echivalare, pentru varianta de recuperare i [lei]; ε_n — coeficientul normat al eficienței economice a investiției în ramura energetică ($\varepsilon_n = 0{,}1\ \text{an}^{-1}$).

Cheltuielile anuale de calcul pentru varianta fără recuperare se stabilesc analog:

$$Z_{FR} = C_{FR} + \Sigma_n I_{FR}.$$

Avînd calculate cheltuielile anuale de calcul pentru varianta optimă de recuperare ($Z_{R\,optim}$) și pentru varianta fără recuperare (Z_{FR}), se determină diferența:

$$\Delta Z = Z_{FR} - Z_{R\,optim}.$$

Recuperarea este:

— eficientă, dacă $\Delta Z > 0$;

— neeconomică, dacă $\Delta Z < 0$.

Stabilirea investițiilor I_{Ri} în varianta i cu recuperare se face cu relația:

$$I_{Ri} = I_{Ref.i} + I_{Rechiv.i},$$

în care: $I_{Ref.i}$ reprezintă investițiile efective în instalația de recuperare și investițiile conexe

Scanned with OKEN Scanner

aferente acesteia, în varianta *i*, iar $I_{Rechiv.i}$ — investiţiile de echivalare pentru varianta i de recuperare.

Investiţiile efective însumează investiţiile în instalaţia de recuperare propriu-zisă, investiţiile conexe în centralele electrice ale sistemului pentru asigurarea puterii electrice absorbite de serviciile instalaţiei de recuperare şi investiţiile în deschideri de zăcăminte pentru asigurarea combustibilului consumat suplimentar în instalaţia de recuperare şi a celui necesar producerii în sistem a energiei electrice consumate anual în instalaţie.

Investiţiile de echivalare reprezintă investiţii pentru aşa-zisele instalaţii de înlocuire, care trebuie să asigure diferenţele de curgere şi debit (putere), astfel ca toate variantele de recuperare să fie aduse la nivelul variantelor de referinţă pentru toţi agenţii energetici ce se iau în considerare la resursa dată.

RECUPERATOR (Cazan). Utilaj (schimbător de căldură) destinat recuperării căldurii degajate (sau provenite) de la agregatele sau instalaţiile tehnologice, în scopul ridicării eficienţei de utilizare a energiei, combustibililor şi materiilor prime introduse în instalaţia tehnologică. Ca fluide purtătoare de căldură recuperată se disting: abur, apă caldă sau fierbinte, fluide tehnologice specifice sistemelor de recuperare. Din punct de vedere funcţional, cazanele **r.** sînt dependente de regimul de funcţionare al instalaţiei care a generat resursa recuperabilă. Cazanele **r.** sînt integrate în schema instalaţiei tehnologice, ele putînd fi amplasate fie la evacuarea gazelor din instalaţia respectivă, fie între două utilaje ale schemei tehnologice (în special, în cazul industriei chimice şi petrochimice).

Cazanele **r.** utilizează ca agent cald, în special, gazele de ardere evacuate de utilajele tehnologice sau recuperează căldura gazelor de sinteză atunci cînd trebuie răcite pînă la o temperatură necesară procesului de fabricaţie respectiv (ex.: instalaţia de amoniac şi metanol).

Cazanele **r.** pot fi clasificate, în principal, după următoarele criterii: a) după natura agentului termic produs; b) după modul de circulaţie a celor doi agenţi termici; c) după valoarea parametrilor termici ai agentului recuperator evacuat din utilaj (presiune şi temperatură).

a) *După natura agentului termic produs* se disting cazane recuperatoare pentru: apă caldă sau fierbinte; abur saturat sau supraîncălzit, agenţi termici tehnologici (difili, agenţi organici specifici etc.).

b) *După modul de circulaţie al celor doi agenţi termici*, se deosebesc două tipuri principale: cazane ignitubulare şi cazane acvatubulare. La cazanele ignitubulare gazele calde circulă prin ţevi, iar agentul termic încălzit circulă printre ţevi (ex.: apa).

La cazanele acvatubulare, agentul termic se încălzeşte, circulă prin ţevi, iar gazele, printre ţevi. Cazanele ignitubulare sînt cazane cu volum mare de apă şi cu inerţie termică ridicată, prezentînd pericol de avarii şi fiind dificil de exploatat. În figura R.68 este prezentat un cazan recuperator ignitubular de apă caldă, orizontal, cu două drumuri de gaze, iar în figura R.69 este prezentat un cazan de acelaşi tip, dispus vertical. Avantajul cazanului dispus vertical constă în faptul că ocupă o suprafaţă construită redusă. În figura R.70, este prezentat un cazan de apă acvatubular cu serpentine. La execuţia acestor cazane se pot utiliza atît ţevi netede, cît şi ţevi cu aripioare.

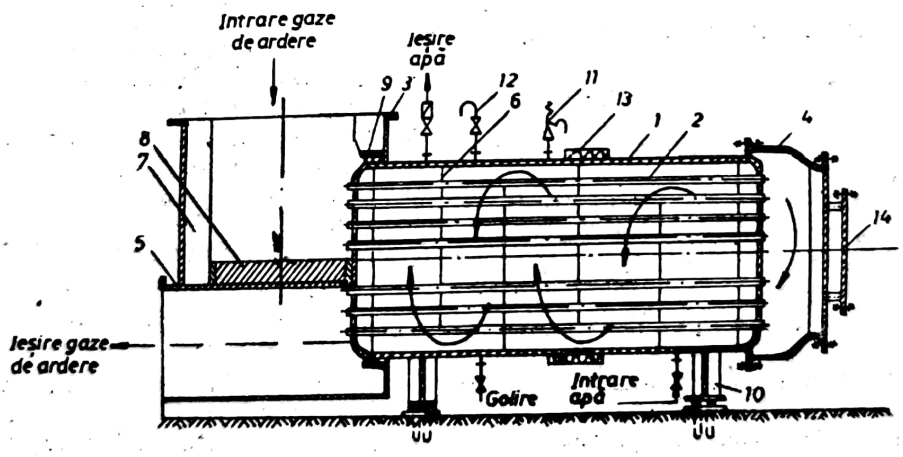


Fig. R.68. Cazan recuperator de apă caldă ignitubular orizontal cu drumuri de gaze:
1 — corpul cazanului; *2* — ţevi de fum; *3* — racord de intrare căptuşit; *4* — cutie de fum pentru întoarcere; *5* — racord de ieşire; *6* — şicane; *7* — beton termoizolator refractar; *8* — cărămidă refractară; *9* — şnur de azbest; *10* — suporţi de cazan; *11* — supape de siguranţă; *12* — dezaerisire; *13* — izolaţie termică; *14* — uşă de vizitare.

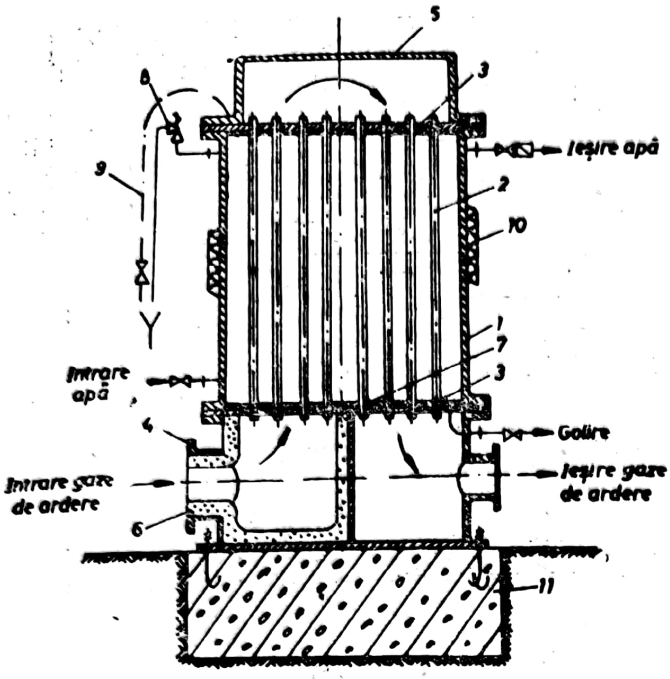
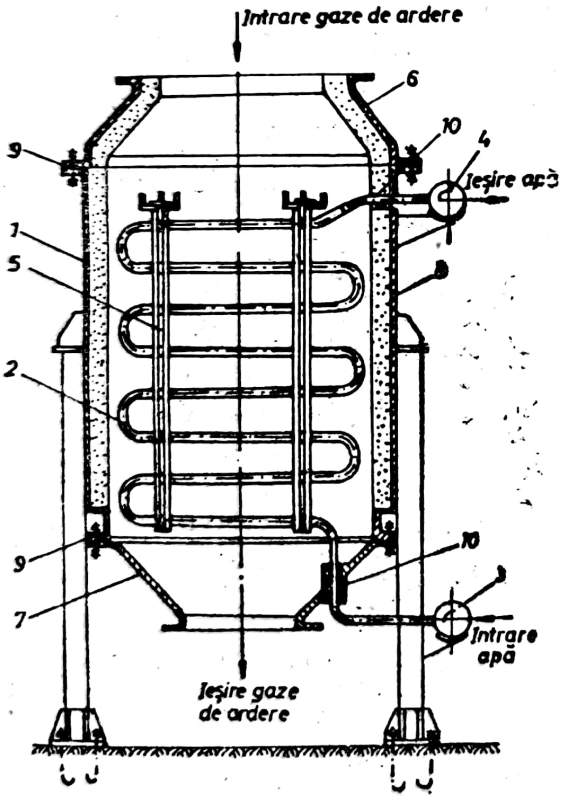


Fig. R.69. Cazan recuperator de apă caldă ignitubular, vertical, cu două drumuri de gaze:

1 — corp; *2* — ţevi de fum; *3* — plăci tubulare; *4* — cutie de fum inferioară; *5* — cutie de fum superioară; *6* — beton refractar termoizolator; *7* — şnur de azbest; *8* — supapă de siguranţă; *9* — dezaerisire; *10* — izolaţie termică; *11* — fundaţie.



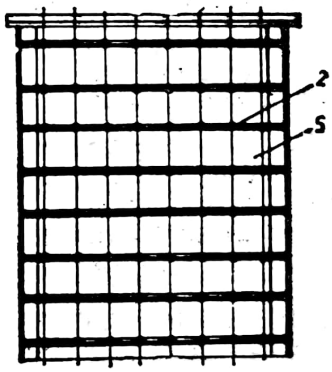


Fig. R.70. Cazan recuperator de apă caldă acvatubular:

1 — corp; *2* — pachet de serpentine; *3* — cap de alimentare; *4* — colector de ieşire; *5* — piepteni de susţinere a serpentinelor; *6* — tronson superior de racord; *7* — tronson interior de racord; *8* — beton refractar termoizolator; *9* — garnitură; *10* — etanşare cu vată minerală.

Cazanele, care au în construcţia lor ţevi cu aripioare pe partea gazelor de ardere, au atît greutate, cît şi gabarit redus, comparativ cu cele construite cu ţevi netede, dar prezintă dezavantajul că sînt dificil de curăţat, mai ales atunci cînd în gazele de ardere există impurităţi mecanice (praf, funingine etc.) care se depun pe suprafeţele solide. În multe cazuri, depunerile nu pot fi îndepărtate decît printr-o curăţare cu perii de sîrmă, lucru deosebit de dificil de realizat la ţevile cu aripioare. Cazanele de abur acvatubulare destinate producerii aburului sînt, de obicei, cu circulaţie forţată multiplă de tip La Mont. Un astfel de cazan poate fi utilizat pentru recuperarea căldurii de la mai multe utilaje (ex.: cuptoare de forje, de tratamente termice etc.). Avantajul recuperării centralizate constă în faptul că durata de exploatare continuă creşte, funcţionarea cazaneului nefiind condiţionată de funcţionarea unui

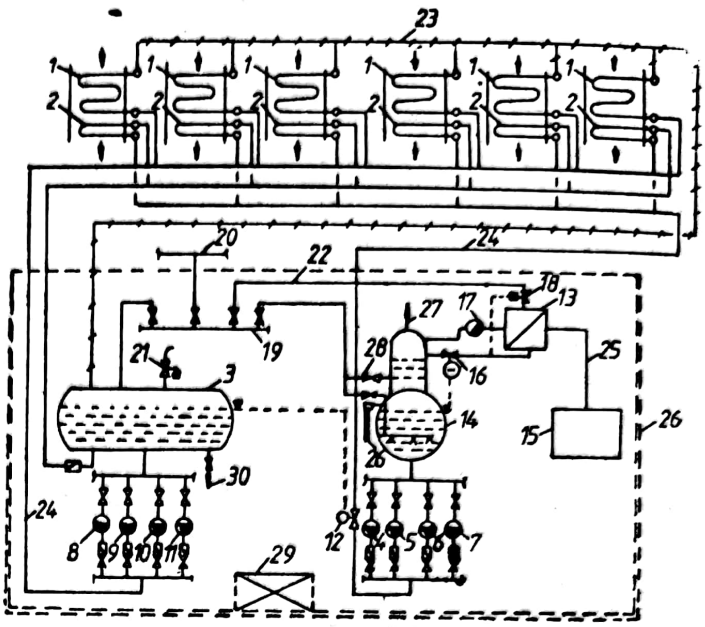


Fig. R.71. Schema termomecanică pentru producerea aburului saturat cu cazan tip La Mont:

1 — vaporizator; *2* — economizor; *3* — tambur separator; *4* — pompă pentru apă de alimentare treapta întîi pentru un cazan şi două cazane; *5* — pompă de alimentare treapta 2 pentru 3 şi 4 cazane; *6* — pompă pentru apă de alimentare treapta 3 pentru 5 şi 6 cazane; *7* — pompă pentru apă de alimentare de rezervă; *8* — pompă de circulaţie multiplă treapta 1 pentru 1 şi 2 cazane; *9* — pompă de circulaţie multiplă treapta 2 pentru 3 şi 4 cazane; *10* — pompă de circulaţie multiplă pentru 5 şi 6 cazare; *11* — pompă de circulaţie multiplă de rezervă; *12* — ventil electric de reglare; *13* — preîncălzitor pentru apă de alimentare; *14* — degazor (1, 2 bar); *15* — staţie pentru tratarea apei; *16* — ventil automat; *17* — oală de condensat; *18* — regulator de temperatură; *19* — distribuitor abur; *20* — bară de abur viu de la CET; *21* — supapă de siguranţă; *22* — conductă de apă; *23* — conductă de emulsie apă-abur; *24* — conductă de apă de alimentare; *25* — conductă de apă tratată; *26* — limită a punctului termic; *27* — evacuarea gazelor din degazor; *28* — dispozitiv de siguranţă; *29* — tablou AMCR; *30* — purjă.

singur cuptor. Pentru a evita pierderile de căldură şi infiltraţiile de aer fals de pe traseele de gaze arse este necesar ca recuperarea căldurii să se facă prin serpentine amplasate la fiecare utilaj tehnologic, iar tamburul separator să fie comun. În figura R.71, este prezentată schema termică pentru producerea centralizată a aburului cu un cazan tip La Mont.

Pentru producerea apei calde sau fierbinţi se pot utiliza cazane cu străbatere forţată de tip Vuia (v. Cazan).

Ca tipuri de cazane **r.** se folosesc atît generatoarele de abur cu circulaţie naturală, cît şi cele cu circulaţie forţată (ex.: cazane La Mont, Vuia, Velox). Totuşi, constructiv, cazanele recuperatoare prezintă o mare varietate în funcţie de: natura agentului de încălzire, nivelul parametrilor termodinamici, corozivitatea mediului de încălzire etc.). În figura R.72, se prezintă un cazan recuperator de construcţie specială, utilizat pentru recuperarea căldurii din gazul de sinteză de la instalaţia de amoniac. Gazul de sinteză intră în cazanul **r.** cu temperatura de 900—950°C şi presiunea de 30—32 bar, cedînd o parte din căldură tuburilor de apă. Apa provenită de la un tambur exterior intră în cazan cu presiunea de 100—105 bar şi temperatura de 300—310°C, se distribuie în tuburile centrale *7* (baionete) care coboară pînă la fundul tuburilor exterioare *8*, iar apoi prin circulaţie naturală urcă prin spaţiul intertubular pe măsură ce preia căldura de la gazele fierbinţi. Emulsia apă-abur astfel formată urcă, prin circulaţie naturală, la tambur unde are loc separarea celor două faze.

Modul de integrare în schema tehnologică a cazanelor **r.** pentru unele tipuri de instalaţii —

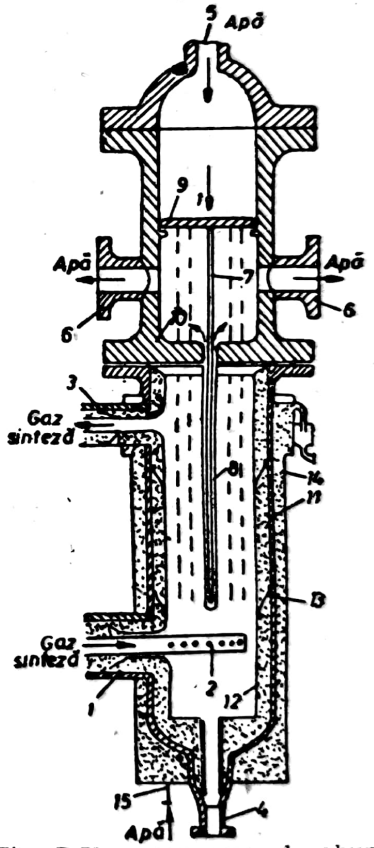


Fig. R.72. Generator de abur tip baionetă:

1 — intrarea gazului; *2* — distribuitor de gaz; *3* — ieşirea gazului; *4* — ştuţ de drenare; *5* — intrarea apei de la tambur; *6* — ieşirea apei; *7* — baionetă; *8* — teacă; *9* — placă tubulară pentru baionete; *10* — placă tubulară pentru teci; *11* — beton refractar; *12* — protecţie de tablă; *13* — inele de întărire; *14* — manta de răcire cu preaplin; *15* — intrarea apei la manta.

Scanned with OKEN Scanner

v. Sistem de recuperare a căldurii.

REDUCTOR DE PRESIUNE. Aparat care realizează reducerea presiunii unui gaz prin micşorarea secţiunii de trecere a acestuia.

Se compune dintr-un sistem de racordare *A* (Fig. R.73) la butelia sau conducta cu gaz sub

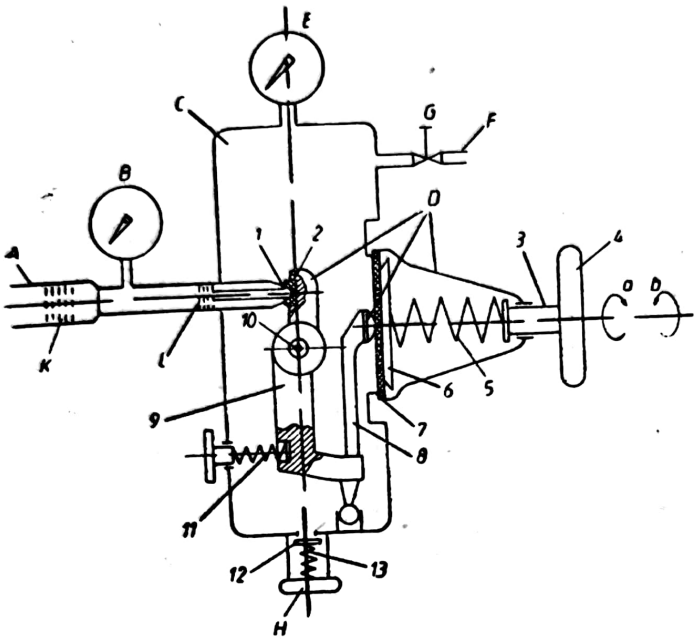


Fig. R.73. Reductor de presiune (schemă de principiu):
A — conductă de înaltă presiune; *B* — manometru de înaltă presiune; *C* — corpul reductorului; *D* — mecanismul de reglaj; *E* — manometru de presiune redusă; *F* — conductă de ieşire; *G* — ventil; *H* — supapă de siguranţă; *K* — filtru grosier; *L* — filtru fin; *1* — supapă de închidere; *2, 12* — pastile; *3* — tijă de reglaj; *4* — rozetă; *5, 11, 13* — arcuri; *6* — taler; *7* — membrană; *8, 9* — pîrghii; *10* — ax.

presiune, un manometru *B*, care indică presiunea gazului de înaltă presiune, corpul *C*, dispozitivul de reglare *D*, compus din arcul *5*, discul *6*, membrana *7* pîrghiile *8* şi *9*, aceasta din urmă avînd punctul fix *10* şi arcul *11*. Manometrul *E* indică presiunea gazului la ieşirea din reductor, iar robinetul *G* şi racordul *F* asigură legătura cu dispozitivul deservit. Supapa de siguranţă *H* asigură funcţionarea corectă a aparatului, deschizîndu-se la presiunea maximă admisibilă prin deschiderea supapei *12* şi învingerea forţei arcului *13*. Sitele *K* şi *L* protejează aparatul de impurităţi şi filtrează gazul care trece prin ele. Reglarea presiunii de regim se realizează prin rotirea tijei *3* cu ajutorul rozetei *4*, în sensul *a* sau *b* pentru ridicarea, respectiv scăderea presiunii de lucru, prin mărirea sau micşorarea forţei de apăsare a garniturii *2* asupra orificiului *1* de ieşire a gazului din butelie.

REFULARE. Împingerea unui fluid într-o conductă sau într-un spaţiu deschis prin exercitarea unei presiuni suplimentare asupra lui. Presiunea de **r.** se poate realiza cu ajutorul unei pompe, ventilator, compresor, etc. Energia suplimentară primită de fluid face posibilă deplasarea sa de la o cotă mai joasă la o cotă mai înaltă sau de la o presiune mai mică la una mai mare. Presiunea de **r.** depinde de înălţimea de **r.**, de pierderile de presiune din conducta de **r.** şi prin supapele de **r.**, de debitul de fluid, de natura sa, de numărul treptelor la un compresor, de tipul pompelor şi ventilatoarelor, de utilizare etc. [v. Conductă (de refulare)].

REGENERATOR. Termen utilizat pentru recuperatoarele de căldură cu funcţionare intermitentă. Acest tip de schimbătoare de căldură conţine un material inert, care nu are reacţii chimice cu agenţii termici ce lucrează în aparat, cu scop de acumulare şi cedare periodică de căldură către cele două medii care trec consecutiv pe lîngă acest material.

Cele mai răspîndite sînt recuperatoarele cu umplutură din masă ceramică. Această masă ceramică este formată din cărămizi simple sau fasonate aranjate în interiorul aparatului sub formă de grătar de zidărie, astfel încît să formeze canale libere pentru trecerea gazelor.

Modurile de înzidire a materialelor ceramice în interiorul regeneratorului sînt diferite. O parte din aceste sisteme pot fi urmărite în figura R.74, iar datele caracteristice, pentru

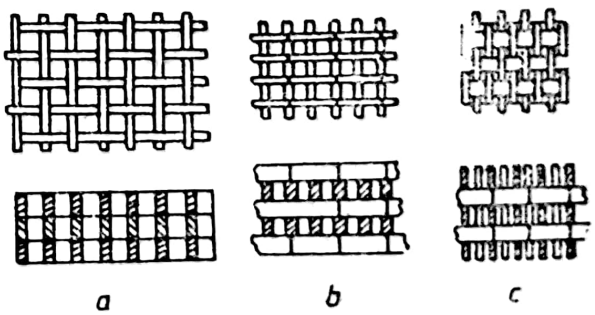


Fig. R.74. Moduri de înzidire interioară cu materiale ceramice:
a — în canal (tip Cauper); *b* — simplă (tip Siemens); *c* — împrăştiată (tip Licht).

Tabelul R.13

Caracteristicile înzidirilor ceramice

	Umplutură de canal tip Cauper			Umplutură simplă tip Siemens			Umplutură împrăștiată tip Lichter		
Lățimea celulei d (m)	0,06	0,08	0,10	0,06	0,08	0,10	0,06	0,08	0,10
Formula de calcul a suprafeței de încălzire a unui metru de umplutură (Φ_s)	$\Phi_s = \frac{4d}{(d+b)^2}$			$\Phi_s = \frac{2}{d \pm b} + \frac{15db}{h(d+b)^2}$			$\Phi_s = \frac{2(d+2b)}{(d+b)^2} + \frac{0{,}756(2d-b)}{h(d+b)^2}$		
Φ_s [m²/m³]	15,4	15,2	14,7	19,00	16,76	14,96	25,67	21,76	18,83
Formula de calcul a volumului de cărămizi dintr-un metru cub de umplutură (V_s)	$V_s = \frac{(d+b)^2 - d^2}{(d+b)^2}$			$V_s = \frac{b}{d+b}$			$V_s = \frac{b(2d+3b)}{2(d+b)^2}$		
V_s [m³/m³]	0,77	0,70	0,63	0,52	0,45	0,40	0,66	0,55	0,47
Formula de calcul pentru suprafața de trecere a unui metru pătrat de umplutură (S)	$S = \frac{d^2}{(d+b)^2}$			$S = \frac{d^2}{(d+b)^2}$			$S_s = \frac{d^2}{(d+b)^2}$		
S [m²/m²]	0,23	0,31	0,37	0,23	0,31	0,37	0,23	0,31	0,37
Formula de calcul pentru grosimea echivalentă a cărămizii (δ_e)	$\delta_e = \frac{2V_s}{\Phi_s}$			$\delta_e = \frac{2V_s}{\Phi_s}$			$\delta_e = \frac{2V_s}{\Phi_s}$		
δ_e [m/m³]	0,100	0,091	0,086	0,0547	0,0537	0,0535	0,0513	0,0506	0,049

Observație: Umpluturile sînt executate din cărămizi standard. Lățimea b=0,065 mm, înălțimea h=0,125 m.

fiecare mod de înzidire este trecut în tabelul R.13. Zidăria de umplutură a acestor schimbătoare de căldură trebuie să fie termorezistentă, fiind supusă la variații continue de temperatură. În cazul folosirii gazelor de ardere ca agent de încălzire, trebuie ca tipul cărămizii acidă (silică) sau bazică (magnezită sau dolomită) să fie ales potrivit compoziției gazelor și eventualelor suspensii antrenate de acestea. În figura R.75 este prezentată schema unui cuptor Siemens-Martin cu r. ceramic, avînd umplutura realizată în modul arătat în figura R.74, *b*. De observat că funcționarea alternativă a celor două camere ce formează un element regenerator (*3*) dintre care o cameră este în perioada de încălzire și cealaltă de răcire, se face prin clapeta (*1*) acționată manual sau automat prin intermediul unui programator de temperatură. Acționarea clapetei trebuie

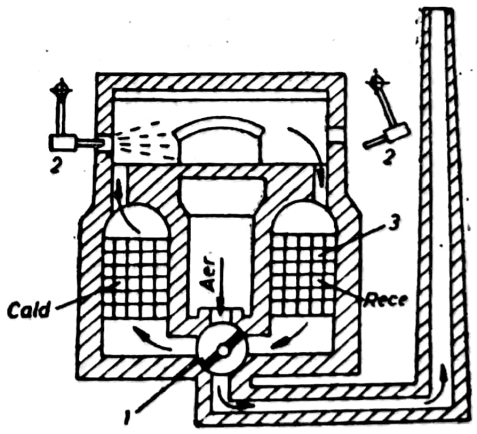


Fig. R.75. Cuptor Siemens-Martin cu recuperatoare cu funcționare intermitentă:
1 — clapetă pentru schimbarea sensului de circulație; *2* — arzătoare; *3* — umplutură ceramică.

Scanned with OKEN Scanner

sincronizată cu puterea, respectiv scoaterea din funcțiune a arzătoarelor. Dezavantajele r. cu umplutură ceramică se datorează solicitărilor alternative cauzate de variația temperaturilor lor, care determină o durată redusă de viață a cărămizilor. Umplutura ceramică trebuie să aibă o masă mare, deoarece capacitatea de acumulare a căldurii depinde de ea.

În figura R.76, este prezentat un regenerator cu umplutură metalică, cu rotire continuă,

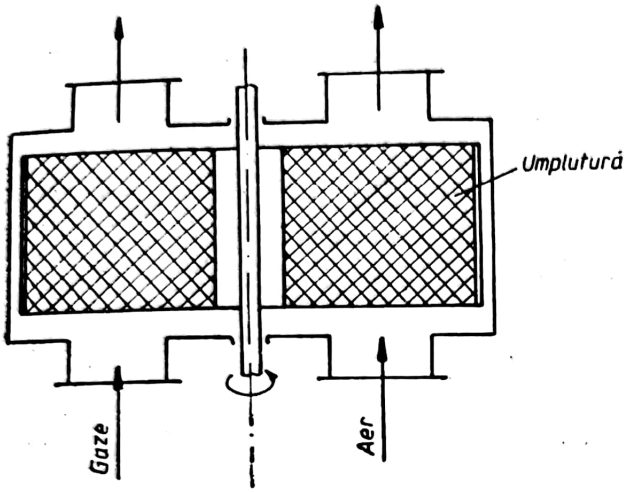


Fig. R.76. Preîncălzitor de aer rotativ tip Ljungström.

tip Ljungstrom. Acest aparat poate fi folosit pentru încălzirea cu gaze de ardere a aerului necesar arderii combustibilului în instalațiile de cazane. Un aparat de același tip, cu umplutură din bandă de aluminiu gofrată, este folosit în instalații frigorifice cu temperaturi foarte joase (pînă la −182°C). Aceste aparate au o suprafață foarte mare de schimb de căldură și o greutate relativ redusă. Turația de funcționare este de circa 3—6 rot/min. De asemenea, durabilitatea este mare. Ca dezavantaje, prezintă o rezistență hidraulică mare și un cost ridicat.

În figura R.77 este prezentat un recuperator la care transferul căldurii de la gazele de ardere la aerul încălzit se face prin intermediul unor „tuburi termice" (Caloduc). Acestea, puse unul lîngă celălalt, formează paletele unui ventilator al cărui ax este situat în poziție verticală și al cărui rotor este jumelat; în jumătatea inferioară sînt vehiculate gazele de ardere, iar în jumătatea superioară aerul rece. „Tuburile termice" conțin ca mediu de transport al căldurii apa.

Un alt tip de regenerator din categoria celor cu funcționare intermitentă, este cel cu alice. Aparatul este format din două camere (Fig. R.78), prin cea superioară circulînd gazele arse fierbinți, iar prin cea inferioară aerul rece ce se încălzește. Încălzirea aerului are loc prin circulația alicelor care, după ce sînt încălzite,

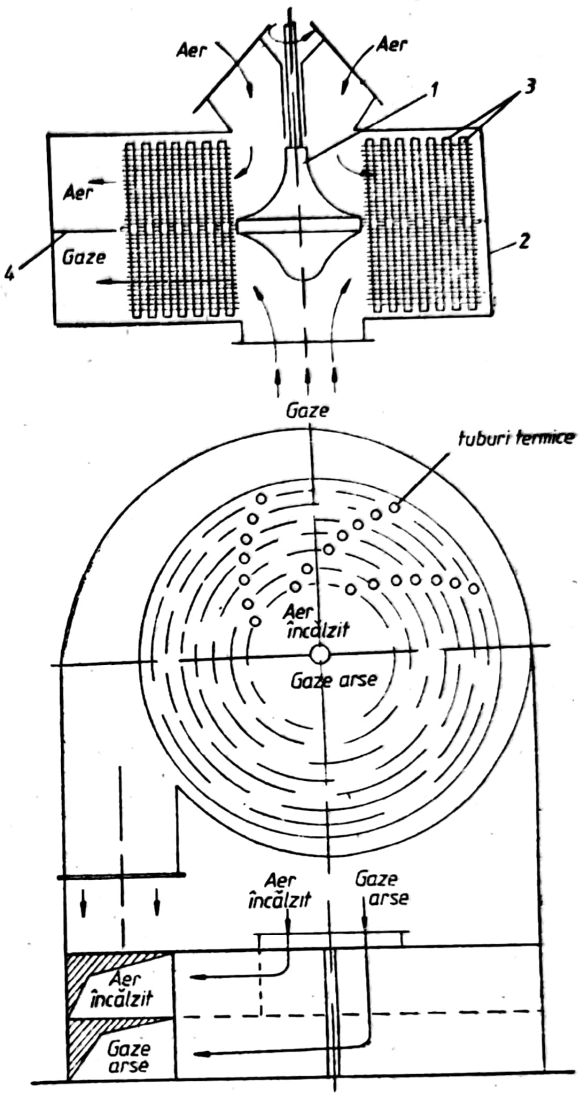


Fig. R.77. Preîncălzitor de aer tip ventilator cu tuburi termice:
1 — rotor; 2 — carcasă; 3 — tuburi termice prevăzute cu aripioare; 4 — perete despărțitor.

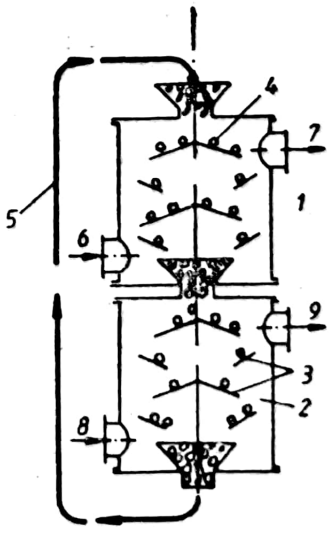


Fig. R.78. Schimbător de căldură cu alice:
1 — camera gazelor de ardere; 2 — camera de aer; 3 — șicane; 4 — alice; 5 — transport cu elevator; 6 — intrarea gazelor; 7 — ieșirea gazelor; 8 — intrarea aerului; 9 — ieșirea aerului.

Scanned with OKEN Scanner

cad prin șicane în camera de aer. Aducerea alicelor din camera inferioară în cea superioară se face cu ajutorul unui elevator. Circulația alicelor este în contracurent cu cea a gazelor și a aerului.

Tot regeneratoare cu funcționare intermitentă sînt și cele utilizate în motoarele Stirling. Aceste aparate sînt de tipul cu umplutură, agentul de lucru circulînd prin ele alternativ într-un sens și în celălalt, cedînd și respectiv preluînd căldura. Umplutura este formată dintr-un pachet de site metalice, oferind o suprafață de schimb de căldură mare.

REGIM. Ansamblu de condiții externe invariabile, care pentru un interval de timp (de obicei limitat) determină modul de funcționare sau modul de utilizare a unei mașini sau instalații.

R. de funcționare este r. determinat de valorile pe care le au într-un anumit interval de timp dat anumite mărimi ce caracterizează funcționarea unei mașini. În general, r. de funcționare este precizat de turație și sarcină. R. de funcționare în sarcină reprezintă r. în care mașina termică cedează energie utilă. Corespunzător mărimii sarcinii (în raport cu puterea nominală), r. de funcționare se clasifică astfel:

— r. de sarcină parțială (sarcina mai mică decît cea nominală);

— r. de sarcină nominală sau r. nominal (sarcina corespunde puterii nominale);

— r. de suprasarcină (sarcina mai mare decît cea corespunzătoare puterii nominale).

La motoarele cu ardere internă, cînd valorile sarcinii și turației nu variază în timp, r. de funcționare este stabilizat. R. stabilizat este caracterizat de constanta r. termic al pieselor motorului.

R. termic al motorului cu ardere internă reprezintă nivelul temperaturilor pieselor motorului, care determină mărimea jocurilor în funcționare și, respectiv, fluiditatea lubrifiantului, avînd deci o influență sensibilă asupra condițiilor de funcționare a motorului. Deoarece la orice r. de funcționare, temperaturile pieselor motorului sînt diferite, r. termic nu poate fi caracterizat printr-o valoare mică a temperaturii. În mod convențional, r. termic al motorului se evaluează în funcție de temperatura apei de răcire la ieșirea din motor. R. termic optim corespunde temperaturii apei de răcire cuprinsă în limitele 80—90°C.

R. tranzitoriu reprezintă perioada de trecere, în general de scurtă durată, de la un r. stabilizat la alt r. stabilizat, în timpul căreia valorile celor doi parametrii se modifică continuu (de exemplu, perioadele de accelerare și decelerare).

R. de mers în gol este r. de funcționare a unei mașini termice fără a ceda energie utilă (adică fără sarcină).

R. de croazieră (pentru motoare de autovehicul) reprezintă r. de funcționare a motorului pe durate mari și parcursuri lungi, în condițiile comportării corespunzătoare ale ansamblurilor motorului.

REGIM DE CURGERE. Caracteristica curgerii unui fluid. **R. de c.** sînt de mai multe tipuri: laminar, tranzitoriu, turbulent, lent, rapid de suprafață etc. (v. Curgere).

R. de c. laminar. Este regimul în care vitezele nu au pulsații pentru a provoca amestecarea particulelor de fluid, liniile de curent fiind paralele. El este caracteristic fluidelor cu viscozitate mare și se realizează în conducte mici, la viteze reduse de curgere.

R. de c. turbulent. Este regimul în care vitezele au pulsații, ducînd la amestecarea particulelor de fluid. El este caracteristic fluidelor cu viscozități mici și se realizează în conducte de secțiuni mari și viteze de curgere ridicate.

R. de c. tranzitoriu. Este regimul parțial laminar, parțial turbulent.

Caracterul acestor curgeri este definit de valoarea criteriului Reynolds. Astfel, pentru o secțiune circulară, se admite regim de curgere laminar pentru $Re < 2\,300$, regim de curgere tranzitoriu pentru $2\,300 \leqslant Re \leqslant 10\,000$ și regim de curgere turbulent pentru $Re \geqslant 10\,000$.

R. de c. permanent (Sin: **Regim staționar**). Este regimul în care mărimile lui de stare sînt constante în timp și care poate fi însoțit de un transfer sau de o transformare de energie. Se mai denumește și regim staționar.

R. de c. subsonic. Este regimul de deplasare al unui fluid compresibil care are viteza de curgere mai mică decît viteza sunetului în el, în orice punct și la aceeași parametri. Acest regim se stabilește pentru $M < 1$ [v. Mach (Număr)]. La fluidele incompresibile, mișcarea este independentă de Mach. La viteze de curgere sub 150 m/s, efectul de compresiune se poate neglija, gazele comportîndu-se similar ca fluidele incompresibile. La viteze ce depășesc 150 m/s, aproximația anterioară nu mai este posibilă. În cazul mișcărilor potențiale ale fluidelor fără viscozitate, potențialul vitezei φ satisface ecuația cu derivate parțiale:

$$\left(1-\frac{w_x^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}+\left(1-\frac{w_y^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}+$$

$$+\left(1-\frac{w_z^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}-2\cdot\frac{w_y w_z}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial y\,\partial z}-$$

$$-2\cdot\frac{w_z w_x}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial z\,\partial z}-2\cdot\frac{w_x w_y}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x\partial y}=0$$

unde $w_x=\frac{\partial\varphi}{\partial x}$; $w_y=\frac{\partial\varphi}{\partial y}$; $w_z=\frac{\partial\varphi}{\partial z}$ re-

prezintă componentele vitezei după cele trei axe de coordonate, iar a este viteza sunetului în fluid. Ecuația este de tip eliptic. Pentru rezolvare se pot folosi mai multe metode, cum ar fi transformarea lui Legendre, holograful mișcării lui Ceaplîghin etc., ca și metodele aproximative. De exemplu, o metodă de aproximație constă în linearizarea ecuației, în ipoteza că vitezele de perturbație sînt mici în raport cu viteza w_∞ (a curentului neperturbat). Astfel, se pot neglija pătratele vitezelor de perturbație ca și produsele lor, ecuația devenind:

$$\left(1-\frac{w_\alpha{}^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}=0,$$

în care w_α se consideră paralelă cu axa Ox și această ecuație este de tip eliptic și pentru rezolvare se face schimbare de variabile, obținînd ecuația lui Laplace.

R. de c. supersonic. Este regimul de deplasare al unui fluid compresibil, în care viteza de curgere este mai mare decît viteza sunetului în el, pentru aceiași parametri în orice punct. Se consideră regim supersonic de curgere la $M>1$. La mișcările potențiale, ecuația diferențială a potențialului vitezelor φ este:

$$\left(1-\frac{w_x{}^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}+\left(1-\frac{w_y{}^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}+$$

$$+\left(1-\frac{w_z{}^2}{a^2}\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}-2\cdot\frac{w_yw_z}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial y\partial z}-$$

$$-2\frac{w_zw_x}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial z\partial x}-2\frac{w_xw_y}{a^2}\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x\partial y}=0,$$

în care $w_x=\frac{\partial\varphi}{\partial x}$; $w_y=\frac{\partial\varphi}{\partial y}$; $w_z=\frac{\partial\varphi}{\partial z}$ sînt componentele vitezei după cele trei axe de coordonate, iar a este viteza sunetului în fluid. Ecuația este de tip eliptic cu suprafețe caracteristice reale. Pentru studierea mișcărilor plane se pot reprezenta grafic liniile caracteristice ale curgerii. Rezolvarea ecuației se poate face prin liniarizarea ecuației diferențiale, în aproximația că vitezele de perturbație sînt mici comparativ cu viteza w_∞. Se obține ecuația:

$$\left(\frac{w_\infty^2}{a^2}-1\right)\cdot\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}=0,$$

în care viteza w_∞ se consideră paralelă cu axa Ox. Caracteristicile ecuației sînt reprezentate de familia de conuri definită de ecuația:

$$x-x_0=\pm\sqrt{\frac{w_\infty^2}{a^2}-1}\cdot\sqrt{(y-y_0)^2+(z-z_0)^2}$$

și care sînt conurile lui Mach [v. Mach, (Număr)]. Dacă ecuația nu se poate liniariza, se ține cont de suprafețele de discontinuitate ce caracterizează mișcările supersonice la traversarea cărora viteza, presiunea și densitatea variază brusc, cu mărimi finite. Curgerea supersonică se studiază foarte greu cînd se ține cont de viscozitatea fluidului.

R. de c. sonic (Sin: **Regim transonic**). Este regimul pentru care $M=1$.

REGLAJ. Operație de menținere a unui regim de funcționare sau de modificare a unor parametri constructivi sau funcționali ai mașinilor termice, în vederea înscrierii acestora în limitele prescrise de întreprinderile constructoare.

La turbinele cu abur, **r.** este o operație complexă care are ca scop menținerea unui regim constant de funcționare (sau numai cu mici abateri). **R.** se obține comparînd situația reală (ex.: a turației) cu mărimea impusă (care se numește de consemn). Pe baza comparației, **r.** intervine în sensul restabilirii mărimii de consemn (ex.: prin variația admisiei de abur) și se aplică „mărimii de reglat" de care depinde

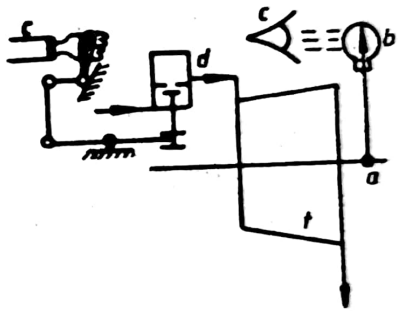


Fig. R.79. Reglaj manual al turației unei turbine cu abur:
a — sesizor; *b* — aparat de măsură; *c* — sistem „ochi-mînă"; *d* — organ de reglaj; *t* — turbină cu abur.

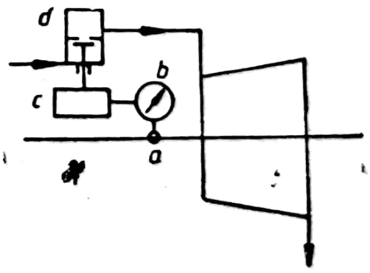


Fig. R.80. Circuit de reglaj automat al turației pentru o turbină cu abur:
a — sesizor; *b* — aparat de măsură; *c* — servoelement; *d* — organ de reglaj; *t* — turbină cu abur.

mărimea de funcționare impusă. **R.** se poate realiza manual (Fig. R.79) sau automat (Fig. R.80). În ambele cazuri, situația reală este indicată sau transmisă de un sesizor

(ex. turometru). La comanda manuală, acesta comandă un aparat de măsură. În funcție de indicația acestuia, supraveghetorul mașinii prelucrează indicația și acționează asupra mărimii de reglat (ex.: admisia de abur), mărind-o sau reducînd-o. Acest fel de r. este admisibil numai la puteri mici și durate mai reduse de menținere în funcțiune; este simplu, dar și nesigur, deoarece depinde de un om, care poate greși. Pentru unități mai mari se folosesc numai sisteme automate de r. care nu mai depind de erorile omenești (deși și acestea pot provoca, uneori, defecțiuni). La r. automat sesizorul transmite valoarea reală la aparatul de măsură care comandă un servoelement ce acționează asupra mărimii de reglat.

În general, orice turbină trebuie să fie asigurată, mai întîi, în mod automat, contra supraturațiilor. Eforturile în palete și discuri crescînd cu pătratul turației, există pericolul distrugerii mașinii la cele mai mici depășiri a unei anumite turații, din care cauză aceste dispozitive de siguranță trebuie să acționeze foarte rapid (de obicei prin arcuri pretensionate, închizînd un robinet central de abur și aplicînd eventual și o frînă pe axul mașinii). Acest dispozitiv constă într-un sesizor de turație, de tip mecanic, cu declanșare bruscă de comandă, complet separat de regulatorul care realizează r.

R. turației, la o turbină pentru puteri mici, se efectuează, de exemplu, conform schemei din figura R. 81. La puteri mari, pentru a reduce

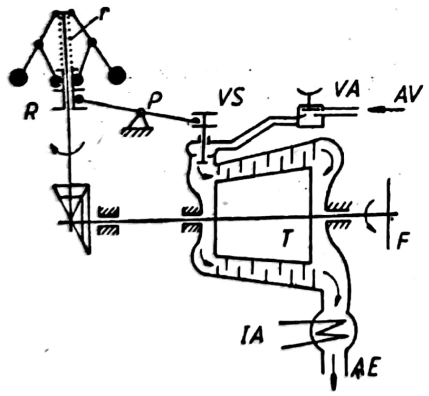


Fig. R.81. Sistem de reglaj pentru turbine cu abur prin vană de strangulare comandată mecanic: *AV* — abur viu; *VA* — valvă centrală; *VS* — vană de strangulare; *R* — regulator circular; *r* — arcul regulatorului (reglabil pentru consemn de turație); *P* — pîrghie de comandă; *T* — turbină; *IA* — recuperator de căldură; *AE* — cameră de abur la emisie; *F* — flanșă de preluare a puterii.

pierderile ce au loc prin laminarea aburului, se divizează admisia pe grupe de ventile de admisie, comandate fiecare separat. Acestea, precum și o valvă de strangulare pentru regajul fin, sînt comandate de sistemul de r. (Fig. R.82). O schemă mai detaliată cuprinzînd și ansamblul sistemului este redată în figura R.83. Pozițiile pîrghiilor E_1 și E_2 corespund cu poziția deschisă a valvei pentru grupa II de orificii. Funcție de sarcina și de consemnul *C*, se deschid automat și celelalte valve III și IV, iar pentru suprasarcină, valva *V*.

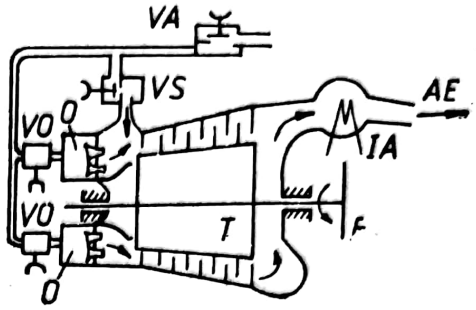


Fig. R.82 Sistem de reglare pentru turbine cu abur prin valve și orificii multiple:
O — orificii (prize); *VA, VS* și *VO* — valve; *T* — turbină; *AE* — cameră de abur la emisie; *F* — flanșă de preluare a puterii.

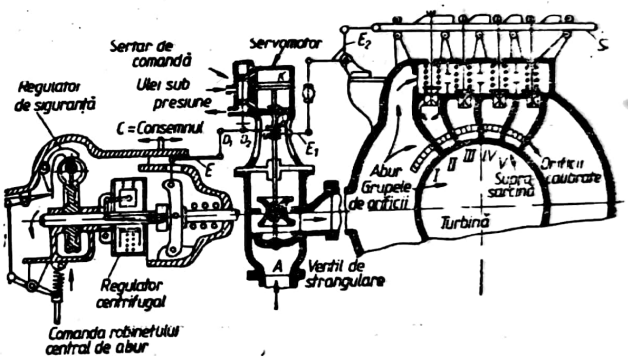


Fig. R.83. Sistem de reglaj al unei turbine cu condensație:
K — piston comandat de regulatorul centrifugal prin presiune de ulei, prin sistemul de pîrghii *E*, D_1, D_2 și D_3 care acționează ventilul de strangulare *A*, asigurînd abur grupei I de duze (1/4 din putere); E_1, E_2 — pîrghii pentru acționarea tijei cu came *S*.

În figura R.84, se prezintă schema unei turbine cu abur cu alimentare fracționată între trepte. În acest caz, *VA* este robinetul central, iar *VS* este valva de laminare strangulare, care poate da circa 3/4 din putere.

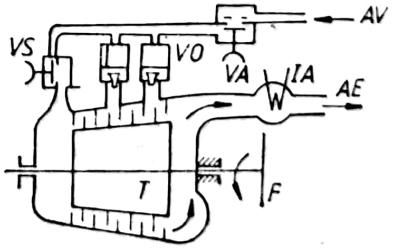


Fig. R.84. Sistem de reglaj alunei turbine cu alimentare fracționată; *AV* — abur viu; *VA, VO, VS* — valve; *IA* — recuperator de căldură; *AE* — cameră de abur la emisie; *T* — turbină; *F* — flanșă de prelucrare a puterii.

Scanned with OKEN Scanner

La turbinele de contrapresiune, cu prize fixe și reglabile (de la care se ia abur pentru încălzire sau procese tehnologice) se prevede pe lîngă regulatorul centrifugal și un regulator de presiune, cum se arată în figura R.85. Cînd contrapresiunea este prea redusă, punctul 2

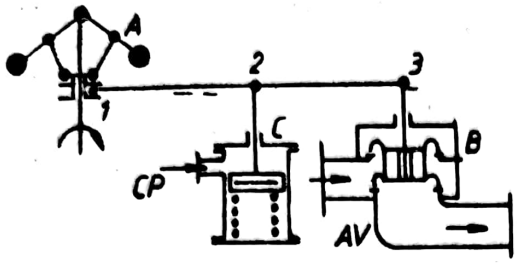


Fig. R.85. Sistem de reglaj al unei turbine cu contrapresiune:

A — regulator centrifugal; *AV* — abur viu; *B* — valvă de strangulare; *CP* — contrapresiune; *C* — regulator de contrapresiune; *1; 2; 3* — pîrghii de legătură între regulatoare și valva de strangulare.

coboară și valva *B* se deschide mai mult. Regulatorul de presiune constă dintr-un cilindru cu un piston ce stă ridicat datorită unui arc. Contrapresiunea *CP* acționează asupra pistonului. Dacă aceasta crește, se reduce deschiderea valvei *B* (și invers), iar regulatorul *A* menține turația turbinei. Avem de-a face cu un **r.** de turație și de presiune. Pentru turbinele de foarte mare putere se folosesc și regulatoare electrice sau electronice. Schema de principiu a acestora este cea din figura R.86.

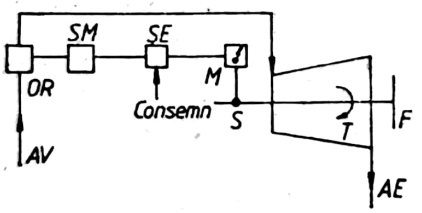


Fig. R.86. Sistem de reglaj electric:

AV — abur viu; *AE* — abur de emisie; *F* — flanșa de preluare a puterii; *S* — sesizor (generator de impulsuri); *M* — aparat de măsură a turației; *SE* — servoelement de comparație cu consemnul; *SM* — servomotor care execută reglajul în acționarea organului de reglaj; *OR* — organ de reglaj (ventil de apă).

R. mai poate cuprinde și alte elemente de reglaj sau de siguranță privind, de exemplu, presiunea (cum s-a arătat), temperatura, ungerea sau răcirea, pe lîngă dispozitivul de limitare a turației maxime.

În cazul turbinelor cu gaze, **r.** se efectuează asemănător ca la turbinele cu abur, cu deosebire că admisia de abur este înlocuită cu injecția de combustibil. Aceste turbine pot lucra în circuit deschis, prin turbină trecînd direct gazele de ardere, sau în circuit închis, la care prin turbină trece un gaz curat încălzit (în genere aer), conform figurii R.87. Arderea

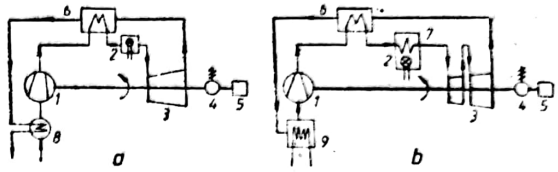


Fig. R.87. Sistem de reglaj pentru turbine cu gaze:

a — turbina cu gaze în circuit deschis; *b* — turbină cu gaze în circuit închis; *1* — compresor; *2* — cameră de ardere; *3* — turbină cu gaze; *4* — generator electric; *5* — motor de pornire (demaror); *6* — încălzitor la admisie; *7* — încălzitor cu gaze de ardere; *8* — încălzitor cu gaze de emisie; *9* — răcitor de aer de emisie.

are loc în camere de ardere unde se injectează combustibilul în aer precomprimat și încălzit. Compresorul poate fi acționat de turbina principală (*3a*) care produce și lucrul mecanic sau de o turbină separată de înaltă presiune. Turbinele cu arbore implică funcționarea la aceiași turație. Pentru instalațiile mari, stabile, care acționează generatoare electrice, **r.** se face numai prin variația cantității de combustibil introdusă în camera de ardere. Turbinele cu gaze care funcționează cu turații variabile se construiesc cu 2 arbori. Utilizarea lor principală este pentru vehicule (nave, automobile, dar mai ales avioane). Cele pentru avioane pot fi de mai multe tipuri. Unele acționează elici (turbopropulsoare), altele folosesc pentru propulsie exclusiv jetul de gaze (turboreactoare). Și la acestea, **r.** se face tot prin variația cantității de combustibil introdusă în camera de ardere, care variază regimul de funcționare, adică turația turbinei. Scopul principal al **r.** este asigurarea unei puteri maxime la orice viteză și altitudine, cu un consum de combustibil cît mai redus. Puterea maximă, însă, se obține la turația maximă și la temperatura maximă admisă la intrarea în turbină. **R.** constă în menținerea constantă a turației (conform consemnului), ca și a temperaturii. Cei doi parametri se reglează separat. Turația n se reglează manual de pilot, prin debitul de combustibil, sau automat (cu protecție de n_{max}) cu un regulator de turație. Temperatura t se reglează automat, pentru evitarea depășirii valorii limită, prin variația secțiunii ajutajului de ieșire a gazelor (jetului de reacție) sau prin variația debitului de aer comprimat de compresor ce se realizează prin trecerea unei părți printr-un „by pass", care poate fi folosită la răcirea camerei de aerdere și a turbinei. La decolare, se obține pentru scurt timp o putere mărită prin injecția maximă de combustibil în camera de ardere și una suplimentară în

ajutajul de reacție (gazele calde la ieșirea din turbină având un debit mai mare, se va realiza și o forță de reacție mai mare). La altitudine, r. trebuie, în funcție de presiunea barometrică, să reducă injecția de combustibil în mod proporțional.

Regulatoarele moderne, în genere de tip mecano sau electrohidraulice, au ajuns să cuprindă o gamă mai largă de parametri în afară de turatie si temperatură, cum ar fi

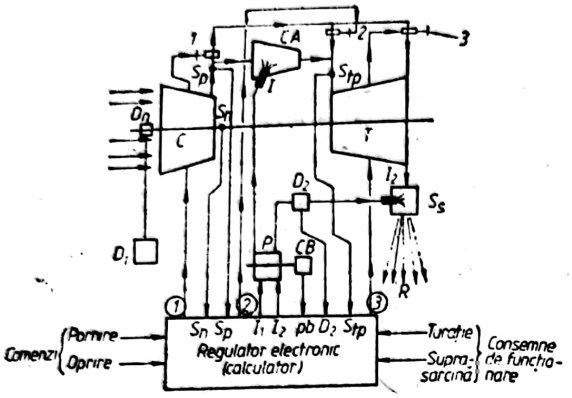


Fig. R.88. Sistem de reglaj electronic complex pentru turbine cu gaze:

C — compresor de aer; CA — cameră de ardere; T — turbină; R — jet de reacție; D_n — limitator rapid de turație acționat de D_1; D_1 — dispozitiv de comandă rapid și independent; S_n — sesizor de turație; S_{tp} — sesizor de temperatură; Sp — sesizor de presiune a aerului; 1 — valvă by-pass de aer; 2 — valvă by-pass la turbină; 3 — valvă de aer la evacuare; S_s — suprasarcină; I_1 — injectoare în camera de ardere; I_2 — injectoare pentru suprasarcină; CB — capsulă barometrică de sesizare; D_2 — temporizator; P — pompă de injecție.

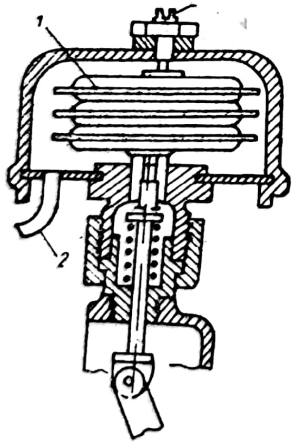


Fig. R.89. Dispozitiv de reglaj acționat de presiunea barometrică:

1 — capsulă barometrică; 2 — racord cu atmosferă; 3 — reglaj.

ungerea etc., ele putînd primi consemnul manual sau de la procesoare programate. În figura R.88, se redă schema unui regulator electronic comandat de un calculator, iar în figura R.89, schema unui dispozitiv de limitare a injecției funcție de presiunea barometrică.

La motoarele cu ardere internă, r. cele mai importante se aplică pentru menținerea constantă a turației motorului (v. Regulator de turație), pentru menținerea avansului la aprindere (motoare cu aprindere prin scînteie), respectiv a avansului la injecție (motoare diesel) și pentru menținerea presiunii de deschidere a injectorului și a debitului de combustibil injectat (motoare diesel).

REGULATOR DE TURAȚIE. Pentru motoare cu ardere internă, **r. de t.** este un dispozitiv care are rolul de a menține constantă turația motorului. În acest scop, pentru motoarele diesel, se folosesc **r. de t.** mecanice, hidraulice, electrice, electronice, pneumatice, sau combinații ale acestora.

R. de t. mecanice. Acestea utilizează pentru reglare forța centrifugă a unor mase aflate în mișcare de rotație. Ecuația de mișcare a **r. de t.** este:

$$J\,d\omega/d\tau = Mm - Mr,$$

unde: J reprezintă momentul de inerție al maselor în mișcare, reduse la axa arborelui cotit; ω — viteza unghiulară a arborelui cotit; τ — timpul; M_m — momentul motor (proporțional cu cantitatea de combustibil introdus în cilindru); M_r — momentul rezistent.

Dezechilibrul dinamic dintre M_m și M_r antrenează variația turației n a motorului (se obține semnalul Δn), respectiv a vitezei unghiulare ω. Pentru a reveni la starea inițială trebuie modificat M_m, prin modificarea cantității de combustibil introdus în cilindru; în acest scop, se modifică poziția organului de reglaj al debitului de combustibil (se obține semnalul Δl — modificarea poziției cremalierei pompei de injecție, de exemplu). Semnalul Δn este semnalul de intrare în **r. de t.**; semnalul Δl este semnalul de ieșire din **r. de t.**

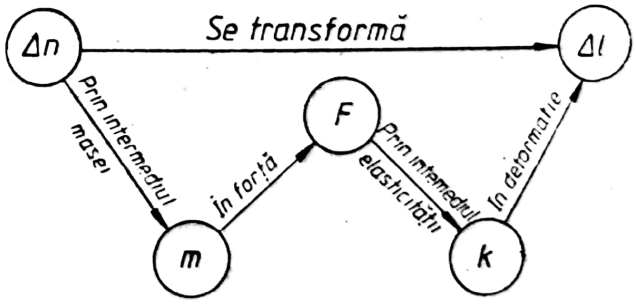


Fig. R.90. Principiul de reglare automată a turației cu ajutorul regulatorului mecanic centrifug.

Modul în care semnalul Δn este transformat automat în semnalul Δl (reglarea turației), cu ajutorul unui **r. de t.** mecanic centrifug, este prezentat în figura R.90.

Eficiența r. de t. mecanic centrifug se apreciază prin *gradul de neregularitate* δ și *gradul*

de insensibilitate δ (care sînt cei mai importanți indici dinamici ai **r. de t.**):

$$\delta=(\omega_2-\omega_1)/\omega_m;\ \psi=(\omega_2-\omega_1)/\omega_1;\ \omega_m=$$
$$=(\omega_1+\omega_2)/2,$$

unde ω_1 și ω_2 sînt vitezele unghiulare minimă și maximă ale maselor **r. de t.**, iar ω_m viteza unghiulară medie.

Indicii dinamici ai **r. de t.** (specifice regimurilor tranzitorii Fig. R.91) se aleg astfel, încît

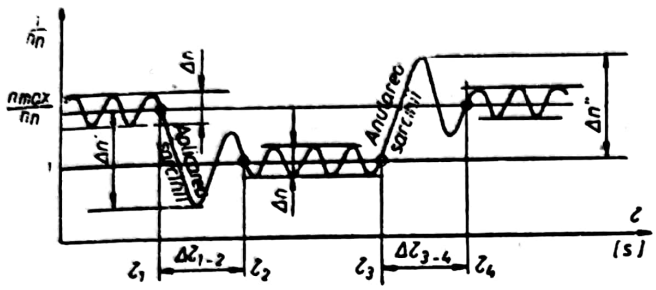


Fig. R.91. Indicii dinamici (în regim tranzitoriu) ai regulatorului mecanic centrifug.

construcția **r. de t.** să nu fie prea complicată, iar prețul de cost să fie cît mai redus. Astfel, în cazul reglajului **r. de t.**, la turația nominală n_n, oscilațiile turației în regim stabilizat, Δn, trebuie să fie $\pm\ 0{,}005n_n$, abaterea instantanee maximă (abaterea maximă stabilă) $\Delta n'$ sau $\Delta n''$, la aplicarea sau anularea bruscă a sarcinii, nu trebuie să depășească valoarea $0{,}08n_n$, iar durata procesului de reglare (perioada de stabilizare) $\Delta\tau_{1-2}(\Delta\tau_{3-4})$, la aplicarea (anularea) bruscă a sarcinii, nu trebuie să depășească circa 5 s.

R. de t. mecanice acționează fie asupra pompei de injecție, fie asupra motorului. În cazul acționării asupra pompei de injecție, se urmărește satisfacerea și a altor cerințe impuse de diferitele utilizări ale motorului cum sînt; stabilitatea la mersul în gol, limitarea turației maxime și stabilitatea la mers în sarcină. În vederea satisfacerii acestor cerințe, s-au dezvoltat **r. de t.** mecanice pentru un singur regim de funcționare, **r. de t.** pentru două regimuri de funcționare și **r. de t.** pentru toate regimurile de funcționare.

R. de t. pentru un singur regim de funcționare realizează numai limitarea turației maxime, acționează asupra pompei de injecție și sînt folosite la motoarele industriale cu funcționare permanentă la același regim de turație (de exemplu, motoare pentru grupuri electrogeneratoare).

R. de t. pentru două regimuri de funcționare asigură limitarea turației nominale și stabilitatea turației minime de mers în gol. Acest tip de **r. de t.** este specific motoarelor diesel destinate tracțiunii rutiere.

R. de t. pentru toare regimurile de funcționare acționează în plaja de turații cuprinsă între turația minimă de mers în gol și turația nominală, asigurînd stabilitatea turației la orice regim de funcționare din plaja menționată și este specific motoarelor diesel destinate tracțiunii agricole și rutiere, precum și motoarelor diesel stabile.

R. de t. pentru două regimuri de funcționare are schema de principiu prezentată în figura R. 92. Elementele active prin intermediul

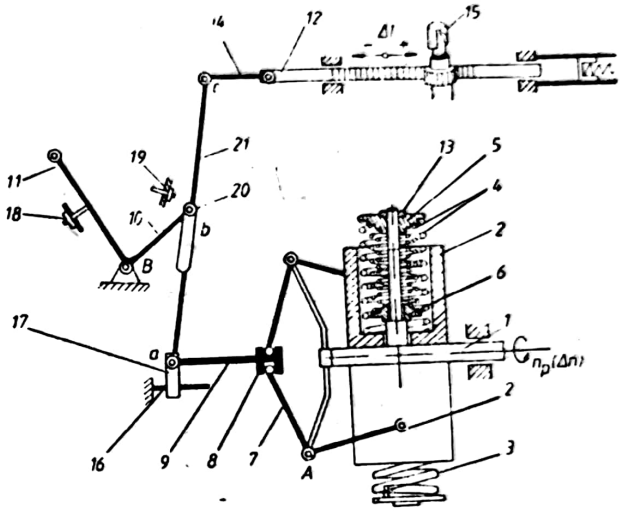


Fig. R.92. Schema de principiu a regulatorului de turație pentru două regimuri de funcționare: *1* — arbore de antrenare; *2* — mase centrifuge; *3* și *4* — arcuri; *5* — disc fix; *6* — disc mobil; *7* — pîrghii cotite; *8* — manșon; *9* — tijă; *10* și *11* — pîrghii; *12* — cremaliera pompei de injecție; *13* — piuliță; *14* — furcă; *15* — pistonul-sertar al elementului de refulare; *16* — tijă de ghidare; *17* — placă de articulație; *18* și *19* — limitatoare; *20* — culisă; *21* — pîrghie; *A*, *B*, *a*, *b*, *c* — articulații.

cărora se realizează reglarea turației sînt constituite din masele *2* și sistemul de pîrghii *7*, *9*, *21* și *14* ce le leagă cu cremaliera pompei de injecție *12*. Geometria interioară a maselor *2* este astfel concepută, încît să permită montarea setului de arcuri elicoidale cilindrice *3-4* și deplasarea radială a întregului ansamblu în jurul articulației *A*. Arcul *3*, cu rigiditate redusă, se sprijină cu unul din capete pe partea interioară a masei *2*, iar cu celălalt, pe discul *5*, fixat într-o anumită poziție pe axul de ghidare cu piuliță *13*. Setul de arcuri *4*, format din două arcuri cu rigiditate mare, se sprijină cu un capăt pe discul fix *5*, iar cu celălalt, pe discul mobil *6*. Pîrghiile cotite *7* sînt articulate cu unul dintre capete pe masele *2*, iar cu celălalt capăt acționează manșonul *8*, fixat pe tija *9*. Pîrghiile cotite *7* pot oscila în jurul articulației *A*. Tija *9* este legată de pîrghia *21* prin articulația *a*. Tija de ghidare *16* permite deplasarea dirijată a articulației *a*. Capătul pîrghiei *21*, opus articulației *a*, se leagă în articulația *c*

Scanned with OKEN Scanner

cu cremaliera *12*, prin furca *14*. Pîrghia de comandă *11*, manipulată de operator, acționează cremaliera *12* prin pîrghia *10*, culisa *20* și pîrghia *21*. Deplasarea unghiulară a pîrghiei de comandă în jurul articulației *B* este limită în poziția de debit nul a cremalierei *12* (indicatorul *18*) și în poziția corespunzătoare debitului de sarcină plină (limitatorul *19*).

Deplasarea pîrghiei de comandă determină deplasarea culisei *20* în glisiera prezentată pe pîrghia *12*. În funcție de pozițiile extreme ale pîrghiei de comandă (pe limitatorul *18* sau pe limitatorul *19*), culisa se plasează fie pe marginea superioară a glisierei, fie pe cea inferioară.

La o poziție intermediară a pîrghiei de comandă, culisa ocupă, de asemenea, o poziție intermediară, fixă, între pozițiile extreme din glisieră. Cînd intră în acțiune **r. de t.**, culisa rămîne în poziția precizată de pîrghia de comandă; deplasarea pîrghiei *21* în articulația *b* este mijlocită prin glisiera acesteia.

În stare de repaus, pîrghia de comandă a **r. de t.** se află pe limitatorul corespunzător poziției de debit nul a cremalierei, iar culisa, la extremitatea superioară a glisierei. Masele regulatorului sînt complet închise.

În timpul funcționării, la regimul de mers în gol, pîrghia de comandă se află într-o poziție intermediară (corespunzătoare regimului respectiv). Dacă turația crește, masele **r. de t.** încep să se deschidă, dezvoltînd o forță centrifugă care le permite deplasarea în sensul comprimării arcului *3*, de rigiditate mică. Deplasarea maselor centrifuge este recepționată de pîrghiile cotite *7*, care o transmit manșonului *8*, tijei *9*, pîrghiei *21* (poziția culisei *20* este fixă, fiind determinată de poziția pîrghiei de comandă *11*) și, ulterior, cremalierei *12*. Aceasta se deplasează în sensul micșorării dozei refulate spre injectoare, ceea ce determină scăderea turației motorului.

Dacă turația motorului scade, masele centrifuge acționează în sensul deplasării cremalierei pentru creșterea dozei refulate spre injectoare și deci a turației motorului. În acest fel, se asigură stabilitatea turației în domeniile $n_1 - n_2$ și $n_3 - n_4$ (Fig. R.93). În domeniul $n_2 - n_3$, **r. de t.** nu acționează.

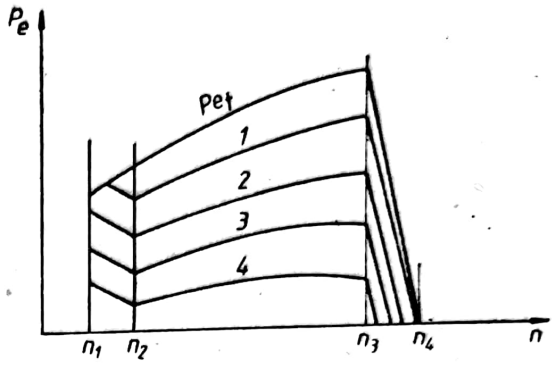


Fig. R.93. Caracteristicile de regulator: P_e — puterea efectivă; P_{et} — puterea efectivă totală; n — turația motorului; n_1 — turația de mers în gol; n_3 — turația nominală; *1; 2, 3; 4* — curbele de variație a puterii la sarcini parțiale.

R. de t. pentru două regimuri de funcționare se pot transforma în **r. de t.** *pentru un singur regim* (limitarea turației maxime), dacă din setul de arcuri al maselor centrifuge se elimină arcul cu rigiditate mică.

R. de t. *pentru toate regimurile de funcționare* se poate obține din **r. de t.** pentru două regimuri, dacă deplasarea maselor centrifuge este transmisă cremalierei pompei de injecție, printr-un arc (amortizor cu arc), iar culisa este ghidată în mișcarea sa și de o fantă profilată. Schema de principiu a unui **r. de t.** pentru toate regimurile este prezentată în figura R.94, *a*. Față de schema **r. de t.** pentru două regimuri (v. Fig. R.92), la aceasta s-au introdus suplimentar arcul (amortizorul cu arc) *4*, sprijinit

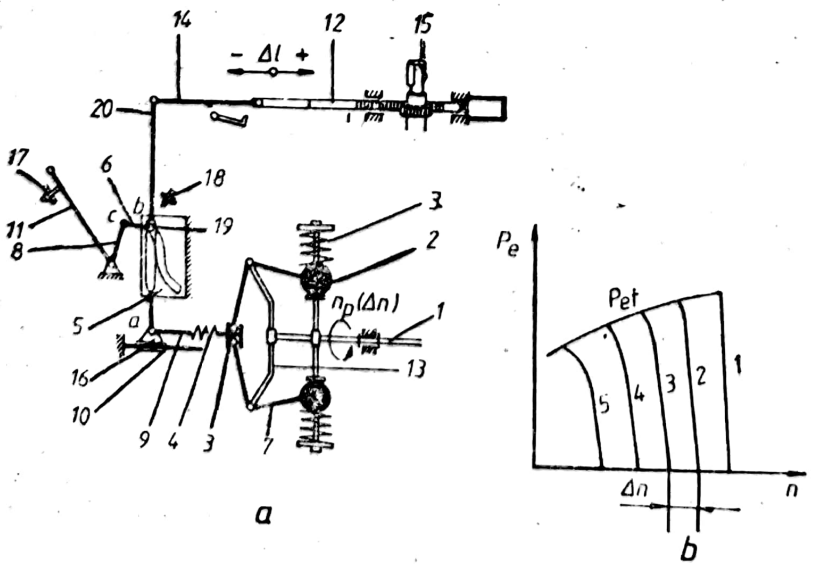


Fig. R.94. Schema de principiu a regulatorului de turație pentru toate regimurile de funcționare: *a* — schemă; *b* — caracteristicile de regulator; *1* — arbore de antrenare; *2* — mase centrifuge; *3* — arcuri; *4* — arc (amortizor cu arc); *5* — placă cu fantă profilată; *6* — pîrghia culisei; *7* — pîrghie cotită; *8* — manșon; *9* și *10* — tije; *11* — pîrghie de comandă; *12* — cremalieră; *13* — pîrghie fixă; *14* — furcă; *15* — piston-sertar; *16* — placă de articulație; *17* și *18* — limitatoare; *19* — culisă; *20* — pîrghie.

Scanned with OKEN Scanner

cu un capăt pe manșonul *8*, iar cu celălalt, pe tija *9*, și placa *5* cu fantă profilată, în care se deplasează un știft solidarizat cu culisa *20*. Intercalarea arcului *4* între manșon și tija *9* face ca tensiunea acesteia să fie variabilă în raport cu poziția pîrghiei de comandă *11*. Rigiditatea arcului este minimă, cînd pîrghia de comandă se află pe limitatorul de stop *18* și se mărește o dată cu deplasarea pîrghiei de comandă spre limitatorul de debit maxim *19*. Faptul că tensiunea arcului *4* este variabilă dă posibilitatea **r. de t.** să acționeze la orice regim de turație cuprins între turația minimă de mers în gol și turația nominală a motorului.

Momentul de intrare în funcțiune al **r. de t.** este determinat de condiția ca forța centrifugă a maselor în rotație să fie mai mare decît forța de tensiune a arcului *4*, stabilită prin poziția pîrghiei de comandă *11*. Numai respectînd această condiție, manșonul *8* se poate deplasa și se poate transmite deplasarea la cremaliera *12*.

Pentru o poziție dată a pîrghiei de comandă, creșterea turației motorului ($+\Delta n$) determină creșterea forței centrifuge a maselor *2*, care acționează prin pîrghiile cotite *7* asupra manșonului *8*. Acesta se deplasează împreună cu arcul *4*, tija *9* și articulația *a*, determinînd modificarea poziției articulației *c* și a cremalierei *12* în sensul reducerii dozei reglate ($-\Delta l$). La scăderea turației motorului ($-\Delta n$), masele centrifuge se apropie de arborele de antrenare *1*, iar manșonul *8*, arcul *4*, tija *9*, pîrghia *21* și furca *14* deplasează cremaliera în sensul creșterii dozei refulate ($+\Delta l$). În acest fel, pentru regimul de funcționare stabilit inițial prin poziția pîrghiei de comandă *11*, se asigură permanent stabilitatea turației.

Caracteristica de sarcină totală și caracteristicile de regulator pentru toate regimurile de funcționare sînt prezentate în figura R.94 *b*; curbele *1-5* reprezintă caracteristicile de regulator pentru diferite poziții ale pîrghiei de comandă. Gradul de neregularitate asigurat de **r. de t.** mecanice centrifuge este $\delta = 2 \cdots 18\%$.

R. de t. hidraulice. Acestea își bazează funcționarea pe principiul variației presiuni unui lichid refulat de o pompă rotativă (la mărirea sau micșorarea turației acesteia) sau de către un amplificator hidraulic. Variațiile de presiune pot fi utilizate pentru producerea forței necesare deplasării cremalierei pompei de injecție.

R. de t. hidraulice prezintă cîteva avantaje importante în comparație cu **r. de t.** mecanice: siguranță mare în funcționare, stabilitate mare a reglării, durabilitate sporită și grad ridicat de adaptabilitate la diverse tipuri de motoare.

R. de t. hidraulice sînt răspîndite, în special, la motoarele diesel navale. În principal, aceste **r. de t.** sînt formate dintr-un amplificator hidraulic, care acționează asupra cremalierei pompei de injecție și un bloc centrifug, care activează amplificatorul hidraulic în conformitate cu necesitățile procesului de reglare sau cu valoarea prescrisă pentru turație.

Schema constructivă și funcțională a unui **r. de t.** hidraulic tip Woodward este prezentată în figura R.95. Amplificatorul hidraulic este alcătuit dintr-o sursă de ulei (de presiune constantă) și un servomotor hidraulic cu piston. Presiunea uleiului este produsă de pompa cu roți dințate *1*, reversibilă, care este antrenată la turația motorului. Reversibilitatea pompei se asigură cu ajutorul supapelor cu bilă *2*, iar menținerea constantă a presiunii nominale a uleiului se asigură cu ajutorul acumulatorului cu piston *3*. Dacă presiunea crește peste valoarea nominală, pistonul acumulatorului este ridicat, iar orificiile *a* pun în comunicație spațiul acumulatorului cu rezervorul de ulei al **r. de t.**

Ca urmare, presiunea scade la valoarea nominală și niciodată sub aceasta, deoarece debitul de ulei refulat de către pompa *1* este suficient pentru a menține această valoare. În acest fel, pe conducta *5*, presiunea uleiului este permanent constantă, indiferent de turația axului pompei.

Cremaliera pompei de injecție (nereprezentată în figură) este antrenată de axul terminal *8*, în sensul creșterii sau scăderii cantității de combustibil injectat în cilindru. Axul terminal este acționat de servomotorul cu piston *6* prin intermediul tijei *7* și pîrghiei *9*. Activarea servopistonului *6* este realizată de pistonul-sertar *10* care se poate mișca în bucșa rotativă *11*.

Bucșa *11*, în care sînt prelucrate orificiile de acces *b*, colectoare *c* și scăpări *d* ale uleiului ce acționează asupra suprafețelor inferioare și superioare ale servopistonului *6*, este antrenată la turația motorului prin axul *16*. De la aceasta, prin intermediul angrenajelor *17* și *18* și al axului *19*, este antrenat și blocul centrifug format din masele de rotație *14* (contragreutăți) și arcul conic *15*. Cuplajul elastic *20* (format din arcuri foi), plasat pe arborele *19*, servește la amortizarea vibrațiilor.

Modificarea turației motorului, transmisă prin axul *16* blocului centrifug, determină modificarea poziției de echilibru a contragreutăților *14* care acționează asupra pistonului-sertar *10*, prin intermediul tijelor *12* și *13* și al pîrghiei flotante *30*. Dacă orificiul *c* este obturat de către pistonul sertar *10*, servopistonul *6* se află într-o poziție de echilibru care corespunde unei anumite cantități de combustibil injectat în cilindrul motorului. Dacă pistonul sertar *10* se deplasează în jos, presiunea uleiului acționează pe suprafața inferioară a servopistonului *6*, determină deplasarea acestuia în sus și rotirea axului terminal *8* în sensul măririi cantității de combustibil injectat. Dacă

Scanned with OKEN Scanner

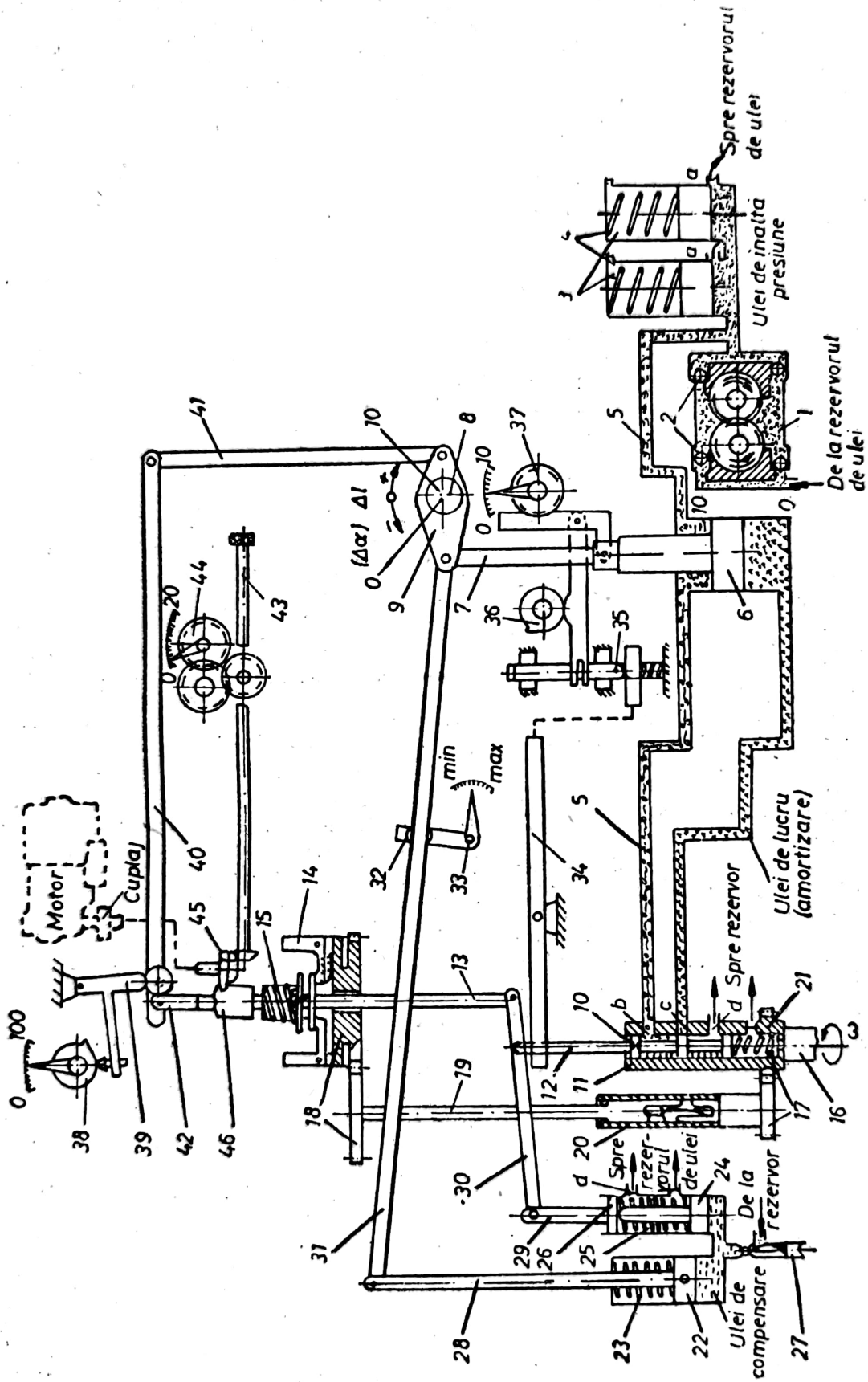


Fig. R.95. Schemă constructivă și funcțională a regulatorului hidraulic de turație tip Woodward:
1 — pompă cu roți dințate; *2* — supapă; *3* — acumulator cu piston; *4* — arc; *5* — conductă; *6* — servopiston; *7* — tijă; *8* — ax terminal; *9* — pîrghie; *10* — piston; *11* — bucșă; *12* și *13* — tije; *14* — contragreutăți; *15* — arc conic; *16* — ax; *17* și *18* — angrenaje; *19* — arbore; *20* — cuplaj elastic; *21* — arc; *22*...*33* — sistem de compresare; *34*...*37* — sistem de limitare a cantității de combustibil; *38*...*42* — sistem de modificare automată a cantității de combustibil; *43*...*46* — sistem de sincronizare.

Scanned with OKEN Scanner

pistonul-sertar se deplasează în sus, uleiul de lucru de sub servopistonul *6* trece prin orificiul *d* spre rezervor; presiunea uleiului de deasupra servopistonului *6* determină deplasarea acestuia în jos și, respectiv, rotirea axului terminal *8*, în sensul micșorării cantității de combustibil injectat. Arcul *21* servește la stabilirea echilibrului static al masei pistonului-sertar *10*.

Componentele *22-33* aparțin sistemului de compensare al **r. de t.**, *34-37* sistemului de limitare al cantității de combustibil, *38-42* sistemului de modificare automată a cantității de combustibil, în concordanță cu modificarea regimului de funcționare a motorului, iar *43-46* sistemului de sincronizare (prezent atunci cînd **r. de t.** este folosit pentru reglarea turației mai multor motoare care lucrează în paralel).

R. de t. hidraulice se plasează pe motor.

R. de t. pneumatice. Pentru motoare diesel rapide, deosebit de ancombrante, se utilizează **r. de t.** pneumatice care se plasează pe pompa de injecție.

R. de t. pneumatice folosesc pentru reglare depresiunea din colectorul de admisie al motorului. La acestea, lipsa pieselor în mișcare cu viteze mari elimină defecțiunile sau dereglările provocate de uzarea pieselor respective, ceea ce duce la simplificarea construcției și la sporirea durabilității. De asemenea, regulatoarele pneumatice au un grad ridicat de adaptabilitate, iar gradul de neregularitate se modifică nesemnificativ cu turația.

Din punct de vedere constructiv, **r. de t.** pneumatic se compune din două părți distincte (Fig. R.96, *a*): corpul *1*, montat pe pompa de injecție *16*, la partea opusă antrenării, și corpul difuzorului *2*, intercalat pe traseul de admisie al motorului, în avalul filtrului de aer *7*, în care se plasează clapeta *6*. Depresiunea din difuzorul *2* se transmite elementului sensibil al corpului *1* prin conducta *5*, perfect etanșă și invers proporțională cu deschiderea clapetei.

În corpul **r. de t.** se găsesc: membrana *3* (elementul sensibil), arcul regulatorului *4* și pîrghia culbutor *9*. Membrana *3* separă camera *A*, în care se manifestă presiunea atmosferică (prin filtrul *12*), și camera *B*, în care se manifestă depresiunea din zona clapetei difuzorului; aceasta face ca membrana să se deplaseze proporțional cu valoarea depresiunii din camera *B*. Cremaliera *10* este legată de membrana *3* direct sau printr-un sistem de ghidare. Astfel, în timpul funcționării deplasarea membranei este transmisă în permanență cremalierei pompei de injecție. De asemenea, pe corpul **r. de t.** se mai află montat amortizorul cu arc *11*, utilizat pentru reglarea regimului de sarcină nominală. Tachetul amortizorului este în legătură cu cremaliera pompei de injecție prin pîrghia *9*. Totodată, prin intermediul pîrghiei *14*, cremaliera este acționată în pozițiile corespunzătoare debitului de pornire (Start) sau de oprire a motorului (Stop).

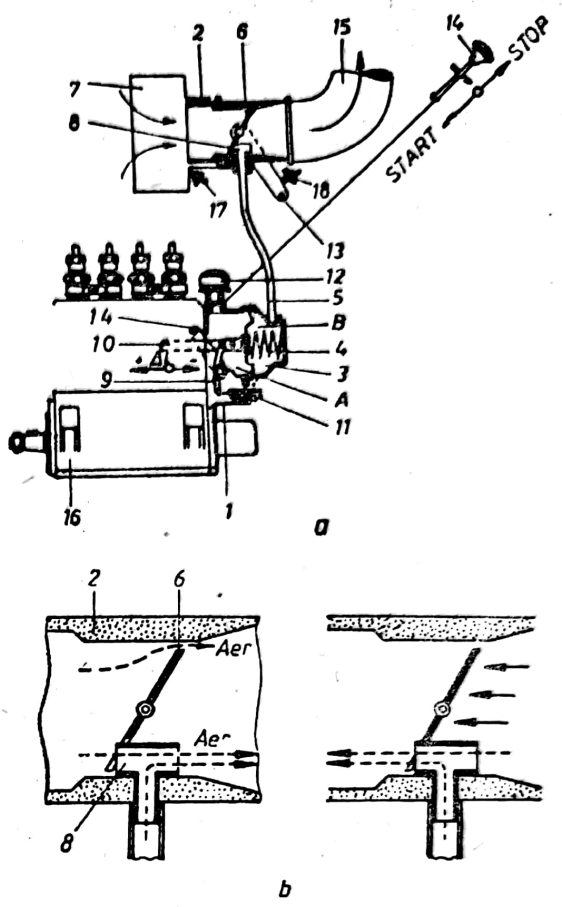


Fig. R.96. Schema regulatorului de turație pneumatic cu membrană:

a — schemă de principiu; *b* — corpul difuzorului; *1* — corpul regulatorului; *2* — corpul difuzorului; *3* — membrană; *4* — arc; *5* — conductă; *6* — clapetă; *7* — filtru de aer; *8* — racord; *9* — pîrghie de culbutor; *10* — cremaliera pompei de injecție; *11* — amortizor; *12* — filtru; *13* — pîrghie de comandă; *14* — pîrghie; *15* — conductă de admisie; *16* — pompă de injecție; *17* și *18* — limitatoare.

În corpul difuzorului se montează clapeta *6* solidarizată cu pîrghiile de comandă *13* și racordul *8*, în formă de T, care asigură curgerea aerului către cilindrul motorului printr-o secțiune mărită în momentul în care clapeta se află în poziția de depresiune maximă (la mers în gol). Pîrghia de comandă a clapetei se deplasează între limitatoarele de mers în gol *18* și de sarcină nominală *17*. Cînd pîrghia de comandă se află pe limitatorul de sarcină nominală, depresiunea în camera *B* este minimă; tensiunea arcului *4* deplasează membrana *3* și cremaliera *10* către zona debitelor mari. Cînd pîrghia de comandă se află pe limitatorul de mers în gol, depresiunea este maximă; tensiunea arcului *4* este învinsă de forța de

presiune a membranei, arcul se comprimă și ansamblul membrană-cremalieră se deplasează către zona debitelor mici de motorină.

Pentru o poziție intermediară a pîrghiei de comandă a clapetei, valoarea depresiunii care se transmite în camera B determină deplasarea membranei și a cremalierei pompei de injecție, astfel încît doza refulată să corespundă regimului de funcționare impus prin poziția pîrghiei de comandă. La creșterea turației ($+\Delta n$), crește depresiunea din camera B determinînd deplasarea ansamblului membrană-cremalieră în sensul reducerii dozei refulate ($-\Delta l$); ca urmare, turația scade. Invers, la scăderea turației ($-\Delta n$), ansamblul membrană-cremalieră se deplasează în sensul creșterii dozei refulate ($+\Delta l$), ceea ce face ca turația să crească. În acest fel, valoarea depresiunii din camera B permite reglarea permanentă a turației, la toate regimurile de funcționare.

R. de t. *pentru turbine cu abur*. **R.** servește la menținerea funcționării turbinei în anumite limite de turație sau de putere. **R.** de putere mențin puterea momentană în limite restrînse, pe cînd turația poate să varieze după necesități. **R.** poate acționa direct, cînd „energia" sa este suficientă pentru deplasarea elementelor de reglare, sau indirect, cînd acționarea este preluată de un element intermediar (un servomotor). **R.** lucrează pe baza unui „consemn" ce i se impune ca să regleze un anumit parametru (ex.: turația, puterea), prin variația unui alt parametru (ex.: admisa de abur).

R. pot fi de tip centrifugal, mecanice sau de construcție axială cu excentru (folosite mai rar la mașini cu turație constantă și de puteri mici). Analiza lor funcțională se poate face

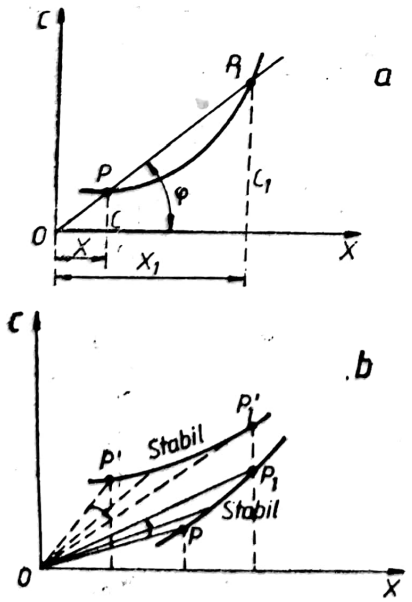


Fig. R.97. Curba de reglaj a unui regulator de turbină cu abur:
a — reglaj stabil; *b* — reglaj instabil.

ușor pe baza unei diagrame, avînd ca ordonată forța centrifugă C, care acționează asupra mufei de comandă și ca abscisă, distanța x de la arborele regulatorului la mijlocul unei greutăți (Fig. R.97, *a*). Forța C se referă, însă, la efectul tuturor greutăților regulatorului. Curba PP_1 reprezintă o astfel de situație. O rază ce pleacă din 0 cu unghiul φ taie curba trasată pentru C în punctele P și P_1.

În acest caz, $\operatorname{tg}\varphi = \dfrac{C}{X} = \dfrac{Mw^2x}{X} = Mw^2$,

în care $M = \dfrac{G}{g}$, masa tuturor greutăților regulatorului. Astfel, $w = \sqrt{g/G} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}\varphi}$ și turația arborelui:

$$n = (30/\pi)w = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{G}} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}\varphi} =$$

$$= \text{constantă} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}\varphi}.$$

Dacă curba C este o dreaptă ce trece prin 0, atunci n este pentru toate pozițiile greutăților regulatorului constantă, **r.** este „astatic", deci nefolosibil. Un **r.** trebuie să fie stabil (static), adică cu mărirea distanței de la arbore a greutăților (a distanței x), turația trebuie să crească (cu ceva) pentru echilibrare, altfel turațiile și pozițiile regulatorului nu sînt precizate. Conform relației de mai sus, unghiul trebuie să crească cu mărirea lui n, adică curba C trebuie să prezinte un caracter asemănător curbei PP_1 din figura R.97 *b*. Un regulator cu o caracteristică ca a curbei $P'P'_1$ este labil și, deci, nefolosibil.

Gradul de neregularitate a unui **r.** este raportul diferenței dintre turația n_2 și n_1 (la poziția cea mai de sus și cea mai de jos a mufei), raportată la turația medie n, adică $\delta = \dfrac{n_2 - n_1}{n}$,

unde $n \approx \dfrac{n_2 + n_1}{2}$.

Stabilirea lui δ din curba C se face după cum se arată în figura R.98, ținînd cont de unghiurile φ, prin multiplicarea expresiei δ cu cea a mediei n, rezultînd:

$$\delta = \frac{n_2^2 - n_1^2}{2n^2} = \frac{\operatorname{tg}\varphi_2 - \operatorname{tg}\varphi_1}{2\operatorname{tg}\varphi_m}$$

și dacă tragem de la punctele P_1 și P_2 raze aferente turațiilor n_1 și n_2 și le prelungim pînă la distanța a, aleasă arbitrar (Fig. R.99), rezultă:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{C_2}{a}; \quad \operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{C_1}{a}; \quad \operatorname{tg}\varphi_m = \frac{C_m}{a}$$

și prin aceasta relația pentru δ devine:

$$\delta = \frac{C_2/a - C_1/a}{2C_m/a} = \frac{C_2 - C_1}{2C_m} = \frac{C_0}{2C_m}.$$

Scanned with OKEN Scanner

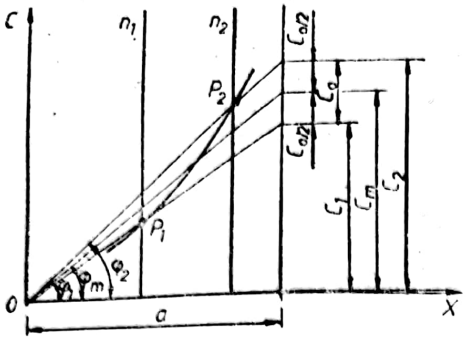


Fig. R.98. Stabilirea gradului de neregularitate.

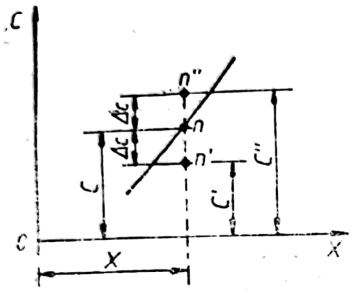


Fig. R.99. Gradul de insensibilitate.

Grad de insensibilitate ε. La variații de turație, **r.** nu reacționează imediat, ci numai după ce aceste variații depășesc o anumită mărime, pentru ca diferențele forțelor momentane C să ajungă la o valoare (pozitivă sau negativă) corespunzătoare rezistențelor interne de frecare ale **r.** și timoneriei sale. Dacă forța centrifugă C corespunde turației n, aceasta trebuie mai întîi să crească pînă la turația n'' sau să scadă pînă la n', astfel ca forța să se mărească cu ΔC, devenind C'' sau să se reducă cu ΔC, devenind C', conform figurii R.99, pentru ca surplusul sau scăderea de forță să amorseze o deplasare a **r.** prin învingerea rezistențelor. Raportul $\frac{n''-n'}{n}$ se numește grad de insensibilitate, rezultînd:

$$\varepsilon = \frac{n''-n'}{n} = \frac{\Delta n}{n} = \frac{\Delta c}{C}, \text{ unde } C=f(n^2).$$

ε se indică ca abatere cu + și — (plus și minus).

Forța la mufă (E), denumită și „energia regulatorului" (deși este o forță și nu un lucru mecanic), este cea care împinge mufa în jos ca să mențină echilibrul cu forțele centrifugale ale greutăților **r.** Această forță E (Fig. R.100) poate fi măsurată numai în repaus și calculată pentru mufa aflată în echilibru în cursul funcționării. Deoarece C și E sînt în echilibru, trebuie ca, în cazul cînd crește C (de exemplu,

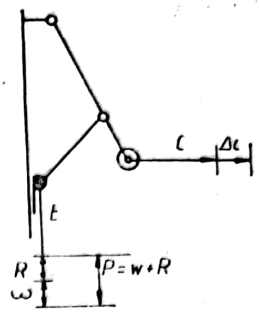


Fig. R.100. Forța la mufă.

prin reducerea sarcinii) cu ΔC din cauza măririi turației, să crească și E cu valoarea P, rămînînd în echilibru conform cu $\Delta C : P = C : E$ sau $\Delta C : C = P : E$, deoarece $P = \varepsilon E$. Deoarece sînt de dorit forțe mari de acționare P, dar menținerea gradului de neregularitate ε se cere cît mai mic, trebuie să alegem un E mare. Sînt necesare pentru E și, deci, și pentru C cîteva sute de kgf ca să se obțină doar puteri mici de deplasare: $P = 0{,}01 \cdot 300 = 3$ kgf pentru $\varepsilon = \pm 1\,\%$. P trebuie să învingă nu numai rezistența w_a a timoneriei de comandă, dar și cea interioară R_a regulatorului (calculată la mufă), astfel că devine $P = W + R$; dar numai W este forța folosită pentru deplasarea mufei. De aceea, R trebuie să fie menținută la valori mai mici prin folosirea de rulmenți sau așezare pe prisme sau cuțit la articulațiile cu forțe mari ale **r.** și cu toate acestea ne rămîne la menținerea lui ε la valori mici, numai forțe reduse pentru W. De aceea, se folosesc servomotoare intermediare pentru cazurile în care forța W disponibilă nu mai poate face față.

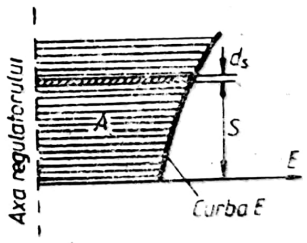


Fig. R.101. Lucrul mecanic $A = \int E\,dS$.

Lucrul mecanic A este produsul, la o turație constantă (deci $E = \text{const}$), dintre E și cursa mufei s: $A = E \cdot s$ și, dacă E variază devine, $A = \int E\,ds$, iar dacă reprezentăm E ca $f(S)$ (Fig. R.101), obținem sub curba pentru E, lucrul mecanic A în kg mm. La regulatoare, cu mufă echilibrată prin resoarte devine $A = \int C\,dx$, ca în figura R.102, deoarece C și E trebuie să-și mențină echilibrul și la cele mai

mici mișcări ale mufei datorite timonierei de comandă. Rezultă că $E \cdot ds = C \cdot dx$ și $\int E ds = \int C\,dx$. Deci și suprafața de sub curba C din figura R.102 reprezintă tot lucrul mecanic A.

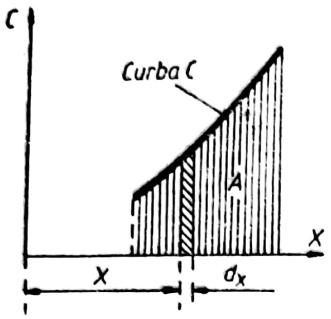


Fig. R.102. Lucrul mecanic $A = \int C dx$.

Cursa redusă S_r a mufei se numește raportul $S_r = \frac{\Sigma_{greut.\,centrif.} X_{drum\,parcurs}}{\text{lucrul mecanic al r}}$ care la **r.** bune trebuie să fie cît mai mică (cîțiva mm). De aceea, este avantajos ca greutățile regulatorului să aibă mase reduse, dar care pentru a obține forțele E și C trebuie să fie așezate cît mai departe de axa regulatorului (x să fie mare), deci și A să fie mare. La regulatoare bune cu resoarte, $S_r = (1/6 \cdots 1/15)S$.

Gradul de neregularitate optim rezultă din: $\delta_{opt} = 2\sqrt{\frac{S_r}{gTa^2}}$, iar T_a este timpul necesar mașinii ca să ajungă la turația n (în sec). Acest timp T_a este cel ce rezultă la atingerea turației n de la zero la admisia maximă, dar fără sarcină. Atunci toată energia servește la înmagazinarea de lucru mecanic, în volant, de la zero la $\frac{\Theta w^2}{2}$. T_a are numai valoare teoretică, deoarece o mașină nu se poate porni în condițiile prevăzute în acest caz. Ca definiție, pentru T_a rezultă $T_a \frac{L}{2} = \frac{M_s v_s^2}{2}$, dacă $\frac{L}{2}$ este puterea medie în cursul demarajului, M_s este masa volantului și v_s este viteza lui periferică la turația de regim. Astfel devine: $T_a = \frac{M_s w_s^2}{75 N_e}$ și, prin introducerea lui GD^2, devine: $v_s = \frac{\pi D_m}{60}$ și $T_a = \frac{GD^2 n^2}{270\,000 N}$, unde N_e este puterea efectivă.

Pentru a se obține un δ_{opt} mic, rezultă din relația pentru δ_{opt} că T_a, respectiv GD^2, trebuie alese mari, deci o mașină se reglează cu atît mai bine, cu cît volantul este mai greu și S mic (deci, greutăți mici la regulator la distanță mare de axă), iar turația mare. Numai această concluzie trebuie trasă din relația pentru δ_{opt}, căci, cifric, δ nu are voie să devină atît de mic, cît ar putea rezulta din relație (referindu-ne la pozițiile maxime de sus și de jos). δ necesar trebuie să fie un multiplu al lui δ_{opt}, iar din toată cursa S a mufei trebuie să fie folosită întotdeauna numai o mică porțiune, deoarece mufa pendulează liber în echilibru și trebuie să aibă posibilitatea de a se deplasa și în sus și în jos pentru a corija abaterile din funcționare.

La **r.** uzuale, găsim raportul $S' : S = \frac{1}{5} \cdots \frac{2}{3}$, cînd S' este cursa folosită (mișcarea mufei între plină sarcină și mers în gol).

Cel mai mic grad de neregularitate admis se poate calcula cu relația: $\delta_{min} = \sqrt[3]{\frac{S_r}{gTa^2}}$; la depășirea acestei valori ar trebui ca **r** să devină instabil și să dea naștere la pendulări crescînde. În practică aceasta nu s-a confirmat însă, pendulările apărînd de la o valoare apreciabil mai mare a lui δ. Dacă se urmărește un grad de neregularitate δ mic, trebuie să alegem un **r.** cu δ de 5…8 % și să folosim numai o porțiune redusă din cursa mufei, alegînd corespunzător rapoartele de transmitere ale timoneriei.

Dacă apar pendulări ale **r.**, acestea pot fi evitate prin introducerea unui resort cu o caracteristică mai crescătoare (dar cu mărirea lui δ). Eventual, se poate monta un amortizor cu ulei, care nu influențează δ, dar în schimb mărește la variații de sarcină abaterile de la consemnul dat, deoarece Δc crește, trebuind să învingă și rezistența amortizorului care în fond este o frînă.

Acționarea **r.** trebuie făcută de la arborele mașinii și, pe cît posibil, de la un loc cu vibrații de torsiune cît mai reduse, deci din apropierea volantului sau a maselor care țin loc de volant în cazul turbinelor. De asemenea, este indicată intercalarea unui cuplaj elastic pentru a proteja articulațiile **r.** Cum greutățile **r.** își schimbă poziția în cursul funcționării și, deci, variază viteza lor periferică, articulațiile sînt solicitate și de forțe de tip Coriolis, din care cauză se recomandă articulațiile larg dimensionate, de preferință rulmenții, față de așezarea pe prisme ascuțite, care se uzează mai repede.

Modificarea turației se face prin reglarea resoartelor. Pentru mărirea turației se strînge resortul, ceea ce cere de la greutăți o forță centrifugă C mai mare, silind **r.** să treacă la o turație mai ridicată (curba C se ridică). Prin aceasta ($\operatorname{tg}\varphi_2 - \operatorname{tg}\varphi_1$), conform figurii R.98, devine mai mic. De asemenea, prin strîngerea resortului se micșorează și δ, respectiv la slăbirea resortului δ crește. Din această cauză, pentru domenii mai mari de reglaj, trebuie

procedat cu prudență. Dacă este necesar ca δ să rămînă aproximativ constant și la variații mai mari de turație, trebuie să se ia măsuri speciale.

R. cu mufă poate fi de mai multe tipuri constructive. În figura R.103 se prezintă un

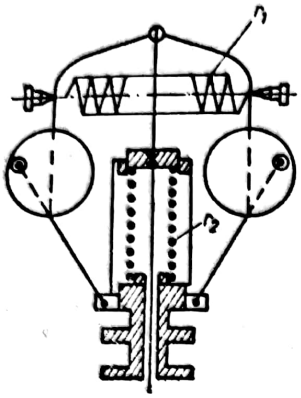


Fig. R.103. Regulator tip Tolle:
r_1 — arc transversal;
r_2 — arc longitudinal.

exemplu de **r.** (tip Tolle), cu două arcuri: unul transversal, care tinde să reducă statismul și unul în lungul axei **r.**, care îl rigidizează. Astfel după cum se strîng sau se slăbesc arcurile, se poate face o modificare a modului de acționare. Strîngerea arcului transversal reduce δ, iar strîngerea celui longitudinal mărește turația fără a modifica δ!

R. de putere se folosește în cazurile în care se urmărește să se mențină o solicitare constantă a mașinii de forță, variind puterea prin modificarea turației. Pentru diversele poziții ale mufei **r.**, timoneria de comandă trebuie să păstreze aceeași poziție. La aceste **r.**, se folosesc curbe *C* foarte statice, ale căror puncte se situează pe raze cu unghiuri foarte diferite (Fig. R.98). Rezultă, astfel, grade mari de neregularitate δ, dar care, în acest caz, sînt dorite. Pentru ca admisia să rămînă neschimbată, este necesar un dispozitiv care să lungească sau să scurteze timoneria, ceea ce permite, la aceeași admisie, să se utilizeze turații foarte diferite. Un astfel de **r.** de putere se prezintă în figura R.104. Comanda se dă cu roata de mînă **C** care, prin rotire, lungește sau scurtează tija *b*, cele două capete ale acesteia înșurubîndu-se cu filet dreapta și stînga. Dacă este necesară mărirea turației, se lungește tija *b*. Mufa nu se mișcă imediat și din cauza forței mari *E* valva de abur *a* se deschide, turația crește, mufa se ridică și valva de abur revine la poziția inițială pentru o anumită admisie, care se menține astfel, dar la altă turație. Astfel de **r.** se folosesc la turbine cu abur și la unele motoare diesel stabile și au dezavantajul că la o scădere bruscă a sarcinii (ex.: întreruperea

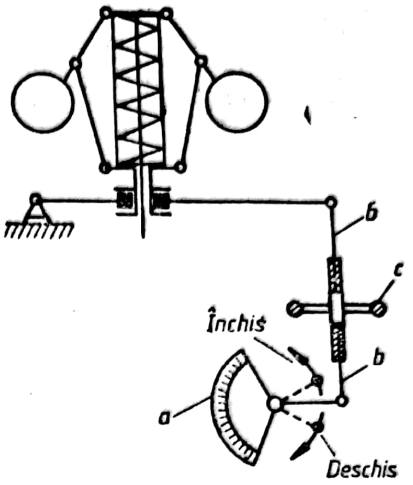


Fig. R.104. Regulator de putere:
a — valvă de abur; *b* — tijă;

curentului furnizat de generator, fisurarea unei țevi la pompe de apă etc.), turația mașinii crește foarte mult din cauza caracteristicii foarte statice de **r.**, respectiv a curbei *C*, fapt ce poate deveni periculos. De aceea, astfel de **r.** se cuplează cu dispozitive de siguranță cu acțiune rapidă. Un astfel de dispozitiv este prezentat în figura R.105. Acesta se utili-

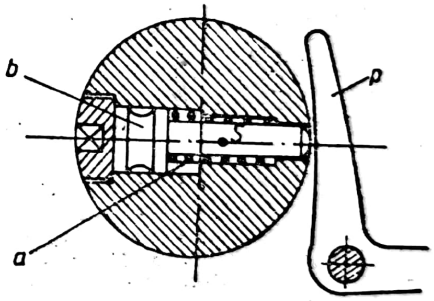


Fig. R.105. Regulator cu bolț:
S — centrul de greutate al bolțului; *p* — pîrghie; *b* — bolț; *a* — arc.

zează în special la turbine cu abur și se compune dintr-un bolț cu cap *b*, care este menținut în poziția de repaus de un arc *a*. Centrul de greutate al bolțului (*S*) este deplasat față de centrul arborelui; la depășirea unei anumite turații, iese din orificiul lui și deplasează o pîrghie de acționare a închiderii rapide a admisiei, fie prin declanșarea unui resort, fie prin presiune de ulei, abur sau aer. Pîrghia *p*, cînd este rotită, permite unui resort să scape din locașul lui, iar un arc pretensionat închide valva de admisie a aburului în turbină.

R. cu acțiune indirectă se folosesc în cazurile în care **r.** cu acțiune directă nu pot dez-

Scanned with OKEN Scanner

volta forțe suficiente pentru comanda valvelor de admisie. Ele se compun dintr-un servomotor intercalat între **r.** și valva de admisie. În acest caz schema de reglare este cea din figura R.106.

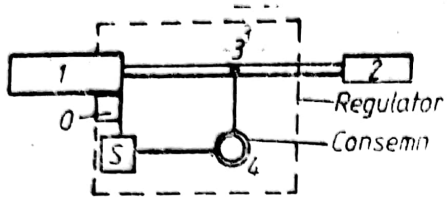


Fig. R.106. Schema de principiu a reglajului indirect:
1 — turbină cu abur; *2* — generator electric; *3* — sesizor de turație; *4* — instrument de măsură; *S* — servomotor; *O* — organ de reglaj.

Comanda indirectă cu servomotor prezintă avantajul că **r.** trebuie să acționeze numai servomotorul care comandă valva de reglaj (Fig. R.107) și care necesită forțe mici. În

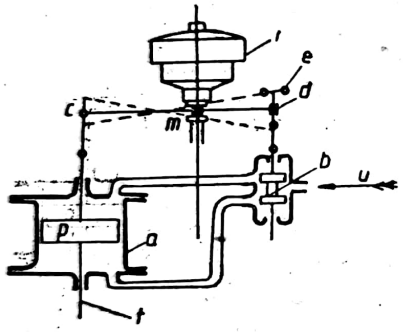


Fig. R.107. Schemă funcțională de reglaj indirect:
a — cilindrul servomotorului; *b* — sertar de comandă; *p* — piston de comandă; *c* — extremitatea pîrghiei de reglaj legată de tija pistonului *p*; *d* — extremitatea pîrghiei de reglaj legată de tija sertarului *b*; *m* — mufa regulatorului *r*; *r* — regulator centrifugal; *u* — ulei de comandă (sub presiune); *e* — roată de mînă pentru reglarea consemnului de turație; *t* — tija de comandă a admisiei.

revine, din nou, în jos pînă ce ajung în poziție medie, închizînd trecerea uleiului spre *a*, ceea ce oprește și ridicarea pistonului *p*. Astfel, sertarul *b* revine, întotdeauna, după o deplasare a mufei *m*, în poziție medie. Tot procesul se petrece astfel, ca și cum *d* ar fi centrul de rotație al pîrghiei. Astfel, pentru fiecare poziție a mufei *m*, pistonul de reglare *p*, ia o anumită poziție, cerută de stabilitatea regulatorului. În acest exemplu, servomotorul are o mișcare liniară, dar se folosesc și dispozitive rotative cu paletă fixată pe un ax și care la rotire pot deplasa un arbore cu came care deschide pe rînd valvele orificiilor de reglaj, cum se obișnuiește la unele turbine cu abur. La sistemul din figura R.107, consemnul pentru turație se reglează cu roata de mînă *e*, care lungește sau scurtează tija sertarului. Prin scurtare se obține reducerea turației și prin lungirea ei, mărirea acesteia.

Dacă turația trebuie menținută în limite foarte restrînse, cum este cazul la turbinele ce antrenează generatoare electrice (una din cele mai curente utilizări ale turbinelor), atunci trebuie să se doteze mașina cu reglaj cu acțiune indirectă, dar cu acționare „isodromă" (Fig. R.108). În acest caz, între tija cilindrului

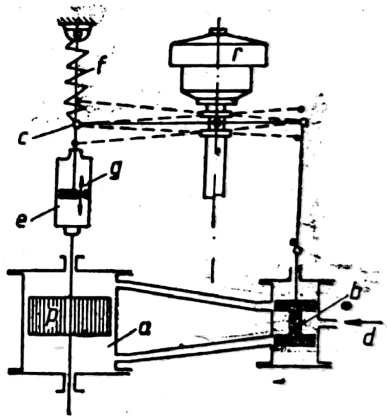


Fig. R.108. Schema reglajului indirect isodrom:
a — cilindrul servomtorului; *p* — piston; *b* — sertar; *c* — extremitatea pîrghiei regulatorului; d — ulei; *e* — amortizor; *f* — arc; *g* — orificiu; *r* — regulator centrifugal.

schimb servomotorul, acționat de obicei de ulei sub presiune, dezvoltă forțe de mărimi considerabile.

La început, pentru un scurt timp, punctul *C* este cel fix și în jurul lui se rotește pîrghia mufei. Dacă mașina se descarcă, turația crește și mufa se ridică, deplasînd punctul *d* în sus și, în același timp, sertarul *b*. În această situație, pătrunde ulei sub presiune sub pistonul *p* care se ridică. Punctul de rotație al pîrghiei **r.** devine acum mufa **r.** și punctul *d* (și sertarul *b*)

de forță *a* și capul *c* al tijei se interpune un nou element, un amortizor hidraulic; iar de capul *c* al tijei se mai leagă un resort *f* ce poate lucra la întindere și compresiune. Acest resort se află netensionat, cînd sertarul *b* se află în poziția mediană. Dacă mufa *m* a **r.**, la creșterea sau la reducerea turației deplasează sertarul *b* în sus sau în jos, atunci îi urmează și pistonul *p* în același sens, ca și cilindrul amortizorului, deoarece la acesta uleiul trece numai încet prin orificiul *g* de pe o față a pis-

tonului pe cealaltă (efect zis de „cataractă"), funcție de reglaj. Resortul *f* aduce în timp, din nou, punctul *c* în poziția sa inițială, deoarece și sertarul revine întotdeauna în poziția sa mediană. Mufa *m* își menține poziția inițială și mașina, turația, pe cînd pistonul de forță *p* se deplasează corespunzător cu noua sarcină a mașinii. Lungirea și scurtarea manuală a tijei din figura R.107 se realizează la reglajul isodrom în mod automat. **R.** isodrom este un **r.** cu „reducere elastică".

Turbinele cu abur pot fi de diferite tipuri constructive, în funcție de utilizarea lor. Printre acestea, sînt de amintit cele cu presiune constantă și cele cu suprapresiune, care pot lucra cu contrapresiune sau cu condensație, sau cu preluare de abur industrial. Ele pot fi cu flux axial, radial sau radial-antagonist. Regimul lor de lucru poate fi cu turația constantă, cum este cazul la cele care acționează generatoare de curent electric, cu turație variabilă, cum sînt cele pentru nave sau cu reglaj de putere, respectiv să asigure o preluare de abur în anumite condiții (debit, presiune). În unele cazuri se intervine și cu aport de abur viu pentru menținerea turației la suprasarcini (între trepte) sau pentru menținerea preluării de abur în cadrul parametrilor de consemn.

În general, **r.** lucrează după o curbă de reglaj, conform figurii R.109.

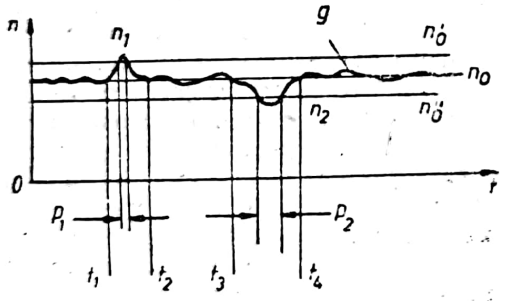


Fig. R.109. Diagramă de reglaj: *g* — curbă de reglaj; n_0 — valoarea medie (de consum); n'_0 și n''_0 limite de avansare; p_1, p_2 — promptitudinea de acționare; t_1—t_2, t_3—t_4 — durata de revenire la valoarea de consemn; valorile maxime n_1 și n_2 ale abaterilor exprimă gradul de neuniformitate $\delta = n_1 - n_2/n_0$, iar limitele de avansare n'_0 și n''_0 exprimă gradul de insensibilitate $\varepsilon = n'_0 - n''_0/n_0$.

Turbinele cu abur pot avea puteri foarte diferite de la circa 0,5 kW la 200 000 kW și diametrul de la 0,3 la 3,0 m.

La turații mici și puteri reduse, valva de abur se comandă, de obicei, direct de **r.**, reglajul făcîndu-se prin laminarea aburului (variația deschiderii).

La turbinele mari, energia proprie a **r.** nu mai este suficientă și se folosesc servomotoare și valve de abur echilibrate, ca în figura R.110.

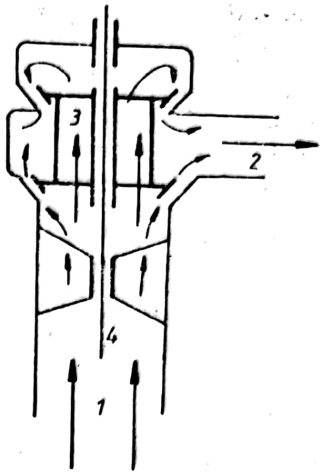


Fig. R.110. Valvă de abur echilibrată: *1* — intrarea aburului viu; *2* — ieșirea aburului de emisie; *3* — ventil dublu compensat; *4* — tijă de comandă și ghidaj.

Schema unui astfel de reglaj indirect este redată în figura R.111.

R. centrifugale mecanice au fost cu timpul completate și cu elemente electrice și electronice și, în final, chiar înlocuite prin **r.** fără elemente mecanice. Acestea prezintă avantajul unor precizii mărite de reglaj, posibilitatea introducerii de multe alte consemne de supravegheat precum și combinarea lor cu microprocesoare care duc la o automatizare foarte avansată.

Schema reglajului indirect complex (Fig. R.111) se poate referi la un singur consemn (ex.: turație) și la un singur parametru de reglat (ex.: admisia de abur), dar se pot prevedea mai multe consemne (ex.: putere) care să poată asigura pe o anumită durată o suprasarcină, printr-o serie de alte elemente de

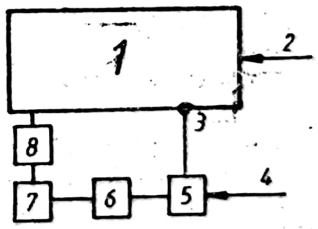


Fig. R.111. Reglaj indirect complex: *1* — sistem reglat; *2* — mărime perturbatoare; *3* — sesizor pentru parametrii de reglaj; *4* — consemn de reglare; *5* — aparat de măsură; *6* — amplificator comparator; *7* — servomotor; *8* — organ de reglaj.

Scanned with OKEN Scanner

reglaj (*5* — aparat de măsură, *6* — amplificator comparator, *7* — servomotor de deschidere a unei valve de abur viu suplimentar la partea de joasă presiune), precum și alte consemne (ex.: temperatură prea joasă și condensare de abur la joasă presiune, ungere etc.).

La turbinele cu abur, pentru reglajul fin este necesar să existe o valvă de laminare a aburului, deși prin această laminare se produc pierderi importante. La turbine mai mari, pentru a se reduce aceste pierderi, se folosesc baterii de valve care se deschid complet sau deschid fiecare un număr de orificii calibrate, una singură acționînd prin laminare pentru reglajul fin. Alimentarea turbinei se poate face pe porțiuni parțiale ale rotorului sau pe totalitatea paletajului său. Schema unui sistem de alimentare cu valve și orificii se redă în figura R.112.

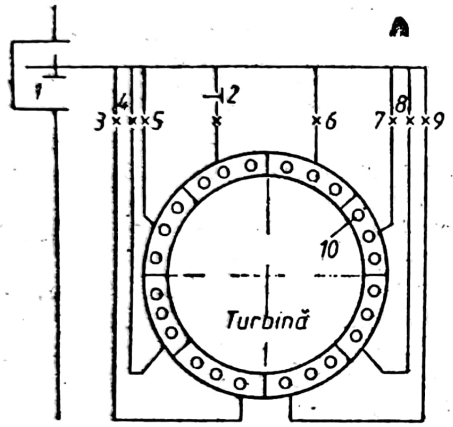


Fig. R.112. Schema de alimentare cu abur a unei turbine mari:
1 — valvă centrală de siguranță (rapidă); *2* — valvă de reglaj prin laminare; *3 . . . 9* — valve cu deschidere totală pentru segmenți de alimentare cu orificii; *10* — orificii calibrate de admisie a aburului (24 orificii).

R. moderne au multiple posibilități de lucru, putînd primi pînă la 12 intrări și 12 ieșiri și folosind pentru acționare mijloace electrice, hidraulice sau chiar mecanice chiar de la mașina pe care o reglează. O schemă a posibilităților unui astfel de **r.** complex este redată în figura R.113.

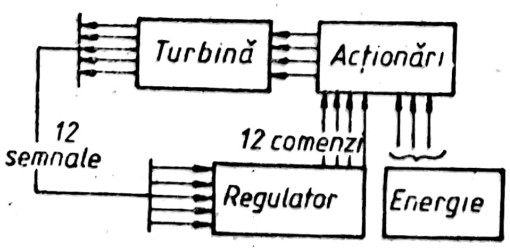


Fig. R.113. Schema de regulator complex cu microprocesor.

REPARAȚIE. Operație de prevenire sau de remediere a defectării unei mașini sau instalații aflate în exploatare. **R.** de întreținere la scurte intervale de timp se numesc revizii și au scop de control și reglaj.

La cazane cu abur, se prevăd operații de spălare, de îndepărtare a nămolului și a depunerilor de piatră la interior și pe țevi, de curățire de funingine și zgură la focar și la coș, de verificare a scurgerilor de apă, de pierderi de abur și de aspirație de aer fals. La perioade mai lungi de funcționare trebuie efectuate lucrări de combatere a coroziunii și deformării tablelor, respectiv o **r.** generală.

La mașini cu abur, în cadrul **r.** intermediare se înlocuiesc segmenții de la pistoane și sertare (dacă sînt cilindrice), se verifică toate articulațiile mecanismului motor, ale distribuției și comenzilor și, de asemenea, eventualele pierderi de abur. După intervale mai lungi de funcționare se face o **r.** generală, la care se demontează întreaga mașină, se verifică piesele, se curăță, se repară sau se înlocuiesc după gradul de uzură și se remontează în condiții care să poată asigura un nou ciclu de funcționare la parametrii inițiali.

La motoare termice (motoare cu aprindere prin scînteie și motoare Diesel), se efectuează revizii zilnice, săptămînale și lunare, iar la cca 3—6 luni de funcționare se face prima **r.** intermediară, care depinde de intensitatea exploatării (de numărul de ore de funcționare și de solicitarea mașinii). În general, după două sau trei **r.** intermediare urmează o **r.** generală. La nivelul tehnic actual, se consideră că un motor diesel este corespunzător, dacă între două **r.** generale efectuează un număr de 20 000—30 000 ore de funcționare. Limitele variază însă apreciabil, în funcție de construcția și destinația motorului, ca și de solicitarea lui în serviciu (30 000—40 000 ore la motoarele rapide cu turații corespunzătoare de 1 500—3 000 rot/min; la motoarele lente (marine) sau stabile, numărul de ore de funcționare este mult mai mare). La **r.** intermediare se verifică pompa de injecție sau carburatorul, pompa de combustibil, filtrele de aer, ulei și combustibil, presiunea de ulei, injectoarele sau bujiile și circuitul de aprindere (motoare cu aprindere prin scînteie), jocul la culbutori, se demontează și curăță chiulasa, se demontează și scot bielele și pistoanele și se verifică schimbînd piesele uzate (în genere segmenți și cuzineți), se curăță circuitul de apă și baia de ulei. La **r.** generală, se repetă lucrările de la **r.** intermediară și în plus se verifică cuzineții palieri, arborele cotit, amortizorul de vibrații și, dacă este cazul, turbosuflanta de supraalimentare și răcitorul intermediar de aer.

La compresoare cu piston, **r.** sînt, în general, asemănătoare celor de la motoarele termice.

Scanned with OKEN Scanner

La turbine cu abur, **r.** se referă la lagărele maşinii, la paletaj şi la organele de reglaj şi comandă. Şi la aceste maşini trebuie îndepărtate eventualele depuneri de piatră. Durata între **r.** depinde de regimurile de funcţionare şi de eventualele acţiuni ale aburului atît mecanice, cît şi chimice (coroziune şi depuneri).

La turbinele cu gaze, în special cele cu funcţionare în circuit deschis (turbomotoare de aviaţie), gazele de ardere atacă paletele, datorită temperaturilor foarte ridicate şi durata de funcţionare pînă la **r.** intermediară este mică (la avioane cu reacţie de cîteva sute de ore), iar pînă la **r.** generală de cca o mie la 1 500 de ore. La turbinele cu gaze stabile, în special la cele în circuit închis, care lucrează cu aer încălzit (sau alt gaz), durata între **r.** este mult mai mare, de ordinul celor de la turbinele cu abur. **R.** afectează paletele, lagărele şi organele de reglaj şi comandă.

RESURSE ENERGETICE. Ansamblul de energii sau de surse de energie prezente în natură care pot deveni utilizabile prin mijloace tehnice, indiferent dacă sînt sau nu economic exploatabile. Spre deosebire de **r.e.**, rezervele energetice reprezintă cantităţi estimate sau cunoscute de materii energetice care pot fi economic exploatabile.

Diferenţele în definirea termenilor de **r.e.** şi rezerve energetice sînt prezentate sintetic în figura R.114 (diagrama McKelve) şi tabelul R-14.

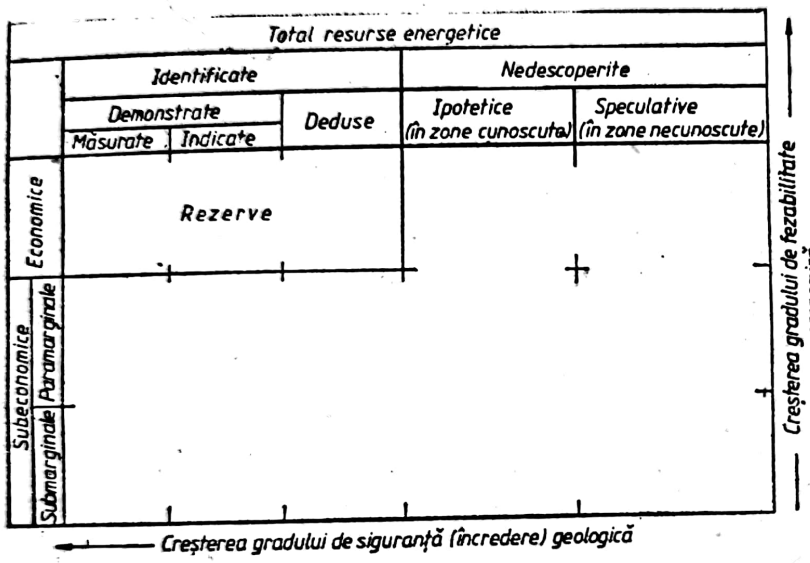


Fig. R.114. Diagrama Mc Kelvey pentru resurse şi rezerve energetice.

Tabelul R.14

Comparaţia între rezerve şi resurse energetice

Denumirea	Rezerve	Resurse
Interesul pentru	Mare	Nici unul în trecut, apare acum
Orizont de timp	10 la 30 ani	Termen lung şi foarte lung
Eficienţă economică	Aduc beneficii acum	Nu aduc beneficii acum, se bazează pe tehnologii avansate sau speculative astăzi
Sînt estimate de către	Industrie	Instituţii guvernamentale sau industriale
Sistemul de date disponibil	Destul de sigur, orientat către exploatare	Incert sau speculativ, orientat către cercetare ştiinţifică
Metode	Industriale: extracţie, măsurători, procesare	Teoretice şi asistate de calculator: geologia şi istoria resurselor

Scanned with OKEN Scanner

În funcție de disponibilitatea **r.e.**, respectiv, de capacitatea de refacere a acestora, se deosebesc:

a) **r.e.** epuizabile, care reprezintă resursele cunoscute, exploatabile economic sau susceptibile de a deveni într-un viitor previzibil (combustibili fosili);

b) **r.e.** regenerabile, reprezentînd energii disponibile care apar în natură și se refac continuu, economic exploatabile în condiții actuale sau într-un viitor previzibil (ex.: energie eoliană, energia hidraulică etc.).

În funcție de accesul la **r.e.**, acestea pot fi clasificate în trei categorii:

a) **r.e.** exploatabile în condiții economice (ex.: combustibilii fosili);

b) **r.e.** neexploatabile (considerate în prezent) din rațiuni economice sau tehnice (ex.: uraniul din apa mării);

c) **r.e.** ipotetice, care nu sînt încă identificate, dar care se presupune că există.

Rezervele energetice reprezintă **r.e.** identificate geografic și geologic, exploatabile din punct de vedere tehnic și economic în condițiile actuale sau în viitorul foarte apropiat. Există trei posibilități majore de creștere a rezervelor:

— prin creșterea prețului energiei, în care caz, zone cu zăcăminte neeconomice de exploatat devin exploatabile din punct de vedere economic;

— prin perfecționarea tehnologiei existente sau prin dezvoltarea de noi tehnologii;

— prin noi descoperiri pe baza exploatărilor geologice.

Contradicția dintre caracterul limitat al **r.e.** și tendința de creștere, în ritmuri mari, a consumului de energie se poate soluționa, dacă se cunosc în mod corect factorii tehnici și economici ce determină producția și consumul și care conduc spre un compromis optim pentru fiecare etapă de dezvoltare. Astăzi, randamentele scăzute de transformare a unei **r.e.** în lucru mecanic din cauza pierderilor mari în producerea transportului și utilizarea energiei, sînt relativ scăzute (de numai 40—50%).

O soluție pe termen lung o poate constitui trecerea de la consumul de energie din stocuri (combustibili fosili, uraniu) la consumul din surse regenerabile sau practic infinite (energia solară, fuziune). O apreciere la nivelul anului 1980 a rezervelor mondiale de combustibili fosili este prezentată în tabelul R.15, iar pentru comparație, în tabelul R.16, se arată structura rezervelor de combustibili convenționali evaluată cu datele din anul 1984. În timp s-au prezentat foarte multe evaluări ale **r.e.**, diferențele observate între ele sînt, însă, foarte mari și se datoresc dificultăților în estimarea acestor resurse și premiselor de la care au pornit diferitele colective de specialiști care le-au elaborat.

Tabelul R.15

Rezervele mondiale de combustibil fosili (estimate în anul 1980)

Natura combustibilului	Rezerve, în 10^9 t.c.c.		
	Dovedite	Deduse (probabil geologic)	Actualmente utilizabile
Petrol	127	360	127
Gaze naturale	79	276	79
Cărbune superior	2 000	7 720	493
Lignit	1 000	2 39[illegible]	144
Șisturi bituminoase	50	720	30
Șisturi petroliere	50	360	30
Total	3 306	11 843	903

Tabelul R.16

Rezervele mondiale de combustibili fosili (estimate în anul 1984)

Natura combustibilului	Rezerve	
	10^9 t.c.c.	%
Cărbune	771,4	74,2
Petrol	160,6	15,4
Gaze naturale	108,0	10,4
Total	1 040	100

RESURSE ENERGETICE SECUNDARE. Cantități de energie de toate formele ce nu mai pot fi utilizate direct în cadrul utilajelor sau instalațiilor tehnologice din care provin, dar dat fiind conținutul de energie de care dispun sînt folosite fie în cadrul instalației respective, fie în afara ei. În cadrul instalației, utilizarea **r.e.s.** se face indirect, iar recuperarea energiei avînd loc printr-un proces intermediar (ex.: încălzirea aerului de ardere cu gaze evacuate, recuperarea în scopul producerii energiei mecanice prin utilizarea energiei potențiale disponibile, recuperarea căldurii prin deșeuri combustibile etc. — (v. Recuperarea căldurii).

REȚEA DE CONDUCTE. Sistem de conducte cu toate elementele asociate (țevi, armături, pompe/ventilatoare, suporturi, aparate de măsură etc.), destinat transportului și distribuției fluidelor în scopuri multiple.

Scanned with OKEN Scanner

Dimensionarea, realizarea și exploatarea **r. de c.** se fac ținînd seama de următoarele aspecte importante:

— alegerea materialului, a tipului conductelor, a îmbinărilor, armăturilor, suporturilor, sistemelor de etanșare etc., corespunzătoare ca siguranță de funcționare și ca economicitate condițiilor date;

— dimensionarea economică a diametrelor **r. de c.** prin stabilirea vitezelor corespunzătoare de curgere a fluidelor și, respectiv, a grosimii peretelui; în tabelul R.17, se indică vitezele recomandate ale fluidelor în **r. de c.**;

— asigurarea compensării dilatărilor termice ale conductelor și a pretensionării acestora pentru reducerea eforturilor mecanice atît în conductele respective, cît și în instalațiile la care acestea sînt racordate;

— alegerea pe baza unor calcule tehnico-economice a grosimii optime a izolației termice la **r. de c.** care transportă fluide calde sau la **r. de c.** care nu trebuie să fie influențate de temperatura exterioară;

— stabilirea traseelor pentru amplasarea **r. de c.** cu luarea în considerare a condițiilor de exploatare, a siguranței de funcționare, a reducerii costurilor de investiție, a posibilităților de extindere;

— asigurarea accesului la toate elementele **r. de c.** pentru exploatare și reparații, fără pericol pentru personalul de deservire și, pe cît posibil, fără scoaterea din funcțiune a unei părți mari a **r. de c.** respective;

— amplsarea corectă a aparatelor pentru măsurarea parametrilor fluidelor transportate: presiune, temperatură, debit, compoziție chimică;

— realizarea protecției anticorosive a conductelor.

R. de c. se pot clasifica după fluidul transportat (apă, abur, gaze, produse petroliere etc.) sau după destinație (pentru centrale electrice, pentru întreprinderi industriale, de termoficare etc.).

R. de c. pentru centrale termoelectrice.

După fluidele transportate, principalele categorii de **r. de c.** ale unei centrale termoelectrice sînt: **r. de c.** de abur, de apă de alimentare, de apă industrială, de condensat, de apă tratată, de aer comprimat, de ulei, de combustibil (gaze, păcură, praf de cărbune) conducte de vid, de impuls, de zgură și cenușă etc.

R. de c. de abur sînt de înaltă, medie și joasă presiune, în funcție de presiunea aburului transportat. Acestea asigură legătura între generatorul de abur și turbină, funcționează la presiuni de 100—240 bar, temperaturi de 500—570°C și se execută din oțeluri aliate. Ținînd seama de durata de viață a unei centrale termoelectrice de 25—30 ani și, respectiv, de aproximativ 100 000 h (în unele cazuri pînă la 200 000 h) pentru conductele principale, rezultă că acestea trebuie schimbate de cîteva ori pe durata de viață a centralei.

Tabelul R.17

Viteze recomandate ale fluidelor în rețelele de conducte

Tipul rețelei de conducte	Viteza recomandată [m/s]
Apă	
Conducte de aspirație în pompe, t > 70°C	0,5—1
Conducte de refulare din pompe, t > 70°C	1,5—2
Conducte de aspirație în pompe, t > 70°C	0,6—1
Conducte de refulare din pompe, t > 70°C	1,5—4
Conducte de transport al apei calde și fierbinți	1,5—3
Rețele urbane de apă caldă și fierbinte	0,8—2
Circuite de apă de răcire, conducte de ducere	1,5—2,5
Idem, de întoarcere	2—3
Conducte de aspirație de spălare a cenușii	0,5—1
Idem, de evacuare	1,7—2,5
Abur	15—20
Conducte de medie și joasă presiune, p < 15 bar	
Conducte principale, p=12 . . . 35 bar	40—70
Conducte principale, p=40 . . . 125 bar	30—60
Conducte secundare, p=10 . . . 40 bar	20—40
Conducte secundare, p=90 . . . 120 bar	35—40
Conducte pentru debit mic	30—40
Conducte pentru debit mediu	40—50
Conducte pentru debit mare	50—65
Conducte principale de abur saturat	30—40
Conducte secundare de abur saturat	20—30
Conducte de abur pentru încălzire, p=1 . . . 3 bar	20—40
Conducte de abur uzat (de eșapare)	80—100
Gaze	
Conducte de aer de aspirație pentru compresoare	16—20
Idem, de refulare	25—30
Canale de aer de aspirație pentru ventilatoare	12—16
Idem, de refulare	15—20
Conducte (canale) de aspirație de gaze arse	15—25
Idem, de refulare	20—30
Produse petroliere	
Conducte de aspirație pentru țiței greu	0,5—0,8
Conducte de presiune pentru țiței greu	1—1,5
Conducte pentru țiței ușor	1,2—1,6
Conducte de ducere (sub presiune) de ulei de ungere	1,5—2
Conducte de întoarcere (scurgere) de ulei de ungere	<1
Conducte principale de motorină	1—2
Conducte de benzină	0,5—1,5

Mărirea puterii unitare a grupurilor energetice a impus realizarea conductelor de abur cu diametre mari, cu viteze ale aburului de 30—60 m/s. La conductele de abur cu tempe-

raturi de peste 400°C apare fenomenul de fluaj (deformarea permanentă a metalului încălzit supus la efort mecanic) și de oboseală a materialului, fenomene care limitează durata de utilizare a conductei, de obicei, la 100 000 h; peste această perioadă în metalul conductei pot apare fisuri periculoase pentru siguranța conductei.

În **r. de c.** de abur și alte fluide calde se montează compensatoare de dilatare sau se asigură o compensare naturală prin devieri ale traseului, cum este cazul la conductele de abur de înaltă presiune, astfel încît eforturile mecanice datorite temperaturii, atît în metalul conductelor, cît și în echipamentul la care se racordează conductele (cazane, turbine, pompe etc.) să fie cît mai reduse.

Conductele sînt susținute pe reazeme (mobile sau fixe) acestea fiind suportate de structura de rezistență a clădirii centralei.

Pentru reducerea pierderilor de căldură în mediul ambiant elementele **r. de c.** se izolează termic cu diverse materiale avînd o conductivitate termică cît mai redusă. Izolația termică se protejează mecanic la exterior cu tablă (de aluminiu sau de oțel zincat) sau cu un strat de tencuială.

De **r. de c.** de apă de alimentare a cazanelor (ca amplasare, execuție și exploatare), depinde siguranța de funcționare a centralei electrice, deoarece întreruperea alimentării cu apă a cazanelor poate avea urmări grave asupra acestor echpamente. Conducta de aspirație a pompei de alimentare cu apă a cazanelor se dimensionează astfel încît să se evite fenomenul de cavitație în pompă, în care scop se realizează un traseu fără coturi și cu pierderi de presiune minime.

În **r. de c.** din centrala electrică se montează aparate și instrumente pentru măsurarea debitului, temperaturii și presiuniii fluidului.

R. de c. pentru centrale nuclearoelectrice. În aceste centrale, **r. de c.** sînt folosite în circuitul primar (al reactorului nuclear), în circuitul secundar (de forță), în instalații speciale (de exemplu, tratarea deșeurilor radioactive) și în multe alte instalații auxiliare (purificarea agenților termici, măsură, reglaj, comandă la distanță); există, de asemenea, **r. de c.** pentru lubrifianți, aer comprimat, gaze etc.

R. de c. din centralele nuclearoelectrice pot fi împărțite în două categorii: conducte care transportă fluide radioactive (conducte nucleare) și conducte prin care circulă fluide neactivate (conducte convenționale). Conductele nucleare sînt supuse unor condiții deosebite de severe privind siguranța de funcționare, (absența scăpărilor de fluid radioactiv în exteriorul conductelor propriu-zise, armăturilor, pompelor, aparatelor de măsură etc.). Ele sînt supuse unor norme severe de securitate nucleară (control de calitate amănunțit, numeroase încercări nedistructive).

Parametrii fluidelor care circulă prin **r. de c.** nucleare variază într-un domeniu larg, și anume: pentru presiune de la aproximativ 10 bar (la metale lichide) pînă la 175 bar (la apa sub presiune), iar pentru temperatură de la aproximativ 300°C (la apa sub presiune) pînă la 550—650°C (pentru metale lichide și gaze de înaltă temperatură). În **r. de c.** nucleare pot apare gradienți mari de temperatură, ca urmare a variației foarte rapide a temperaturii agenților termici, care supun la tensiuni importante materialele conductelor.

Alegerea materialelor **r. de c.** nucleare se face avînd în vedere și posibilitatea reparațiilor, a curățirii perfecte a conductelor, a rezistenței la coroziune și la iradiere. Condițiile de securitate nucleară și posibilitatea efectuării reparațiilor la **r. de c.** nucleare impun limite foarte strînse în alegerea materialelor și în realizarea acestor conducte, mult mai severe decît pentru cele convenționale. O altă condiție importantă este asigurarea unei etanșeități perfecte, prin aplicarea unor procedee speciale de sudare și de control integral al sudurilor, prin prevederea unor dispozitive și garnituri de etanșare adecvate pentru pompe și armături și prevăzute cu controlul scurgerilor fluidelor radioactive.

R. de c. pentru întreprinderile industriale. În întreprinderile industriale, există, pe lîngă **r. de c.** de abur și de apă, numeroase alte **r. de c.** pentru mediile specifice, produse și întrebuințate în industria respectivă. Astfel, în întreprinderile chimice există o gamă largă de **r. de c.**, adaptată la varietatea foarte diversă a produselor chimice realizate care impun prin caracteristicile lor condiții diferite acestor **r. de c.** Transportul mediilor folosite în industria chimică se face la presiuni foarte variate (de la depresiune pînă la presiuni de 2 000—2 500 bar) și la temperaturi între −170°C și +700°C. Multe din aceste medii sînt foarte corosive față de diferite materiale, își pot schimba starea de agregare în timpul transportului, modificînd astfel condițiile de funcționare a conductelor respective. Din procesele industriale pot rezulta deșeuri agresive care pentru a fi transportate prin **r. de c.** trebuie neutralizate.

La proiectarea **r. de c.** de tipul celor de mai sus se pun probleme dificile de alegere a celor mai potrivite materiale și armături atît din punctul de vedere al rezistenței mecanice, cît și al rezistenței la coroziune.

În industria chimică, de exemplu, se folosesc pentru **r. de c.** materiale, ca: oțelul aliat, oțelul austenitic, fonta, cuprul, aluminiul, alama, zincul, materialele ceramice, porțelanul, sticla, bazaltul, cauciucul, materialele sintetice plastice etc.

R. de c. pentru apă. În centrele populate, ca și în incintele industriale, apa este distribuită prin **r. de c.** de distribuție.

Scanned with OKEN Scanner

Rețeaua poate fi separată, după felul apei, în rețea de apă potabilă sau rețea de apă industrială (tehnologică, răcire, spălare etc.).

R. de c. se compune din: arterele de distribuție, cu diametre mai mari (500—1 400 mm), care nu alimentează direct consumatorii, ci conductele principale, respectiv, conductele de serviciu: conductele principale de 300 și 400 mm diametru, destinate a alimenta consumatori mai importanți (fabrici, uzine, industrii, cartiere de blocuri); conductele de serviciu, instalate pe fiecare stradă, cu diametre mici (75—250 mm), la care se leagă branșamentele la locuințe și alte folosințe cu consum redus.

R. de c. *urbană* este întocmită după 4 scheme, și anume:

a) *Schema ramificată* (Fig. R.115 *a*). Este caracterizată prin: racordul în punctul *A* al arterei de transport de la rezervorul superior *R*; artera principală *AB* la care sînt racordate conductele principale; conductele principale *CD, EFGH, BI, KLM, NO*, alimentate din arteră numai de la un capăt; conductele de serviciu, racordate fiecare numai la un capăt la conducta principală respectivă.

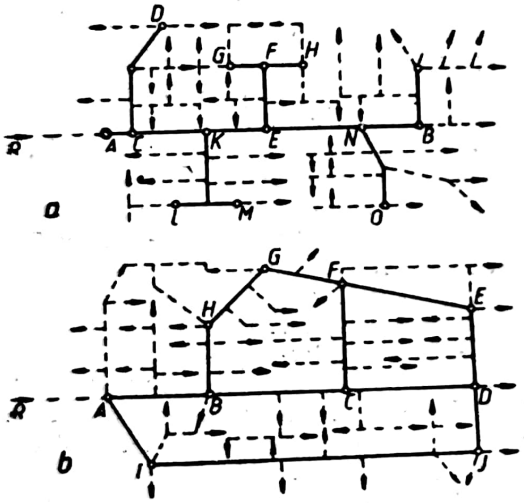


Fig. R.115. Rețele de conducte de alimentare cu apă urbană:
a — ramificată; *b* — buclată.

Schema se aplică la centrele populate mici și mijlocii, în unele industrii și prezintă ca avantaje: simplitatea proiectării, construcției și exploatării, investiții minime, iar ca dezavantaje: nu menține presiunea de serviciu în rețea; mai ales la capetele extreme ale conductelor de serviciu presiunea scade prea mult în orele de consum maxim, apa stagnează în punctele terminale, favorizînd unele depuneri, iar la un defect se scoate din funcțiune o ramură întreagă.

b) *Schema buclată* (Fig. R.115 *b*) este caracterizată prin: arterele buclate ADJI, BCFGH, CDEF; conductele principale *m*, buclate la capete; conductele de serviciu nebuclate sau buclate parțial; alimentarea fiecărui punct se efectuează cel puțin din două direcții.

Schema se aplică la orașe mai mari și în incintele marilor combinate industriale, avînd avantaje: repartiția mai bună a presiunilor și debitelor în rețea; nu se formează puncte de stagnare, la defecte se izolează ușor locul defectului; dezavantaje: pretinde investiții mai mari decît rețeaua ramificată; exploatarea și întreținerea mai complicată.

c) *Schema inelară* (Fig. R.116 *a*). Este caracterizată prin aceea că artele formează una sau mai multe centuri (inele), de exemplu, în interior *BCDEFG* și în exterior *AHIJKLMNOPST*, iar conductele principale și cele de serviciu pot fi buclate parțial.

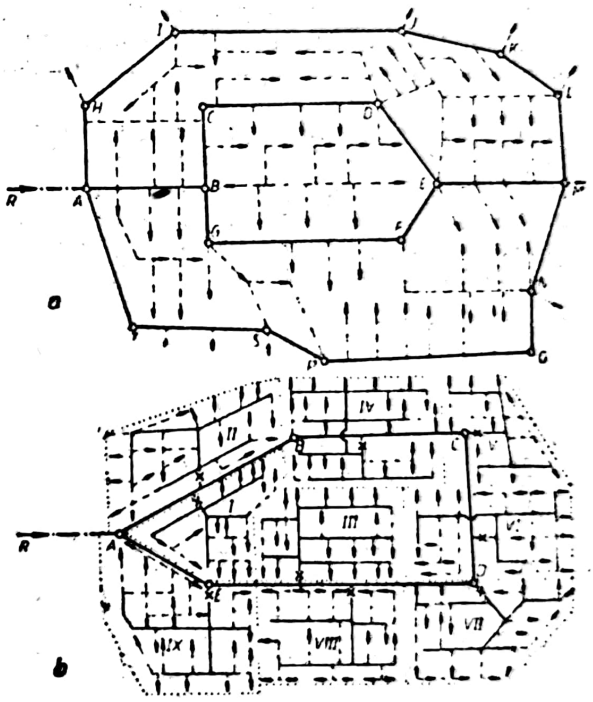


Fig. R.116. Rețele de conducte de apă urbană:
a — inelare; *b* — cu districte.

Schema se aplică la orașe foarte mari, sistematizate după principiul centurilor, uneori inelare și prezintă următoarele avantaje: presiunea este perfect echilibrată în artere și suficient de egală în toate punctele rețelei; nu există puncte de stagnare; constituie alimentarea cea mai sigură și defectele se izolează ușor; rețeaua poate fi ușor extinsă, conform planului de perspectivă, iar ca dezavantaje următoarele: rețeaua pretinde investiții mari; nu poate fi aplicată decît în cazuri rare, în orașe construite de la început după sistematizarea străzilor, sub formă de centuri; identificarea pierderilor de apă este dificilă, ca și la schemele precedente

d) *Schema cu districte* (Fig. R.116 *b*). Este caracterizată prin: rețeaua de artere este fie buclată, fie cu centuri, unele putînd fi ramificate, mai ales în cartierele periferice; fiecare district I, II, ..., *n* primește apa din bucla principală prin cîte o vană și un contor de district; oricare defect important se izolează în districtul respectiv prin simpla închidere a vanei (în schemă, cruciulițe).

Schema se aplică numai în orașe foarte mari (de exemplu, București) și prezintă următoarele avantaje: controlul riguros și permanent al pierderilor de apă; defectele se izolează perfect, iar ca dezavataje: rețeaua necesită investițiile mai mari față de schemele precedente; exploatarea este complicată și costisitoare.

Schemele **r. de c.** de alimentare cu apă industrială depind de condițiile locale ale surselor de apă, de calitatea și consumul de apă, de categoria de apă (tehnologică, de răcire, de spălare, hidromecanizarea evacuării deșeurilor etc.), deosebindu-se următoarele scheme fundamentale:

a) *Schema de alimentare cu circuit deschis* (Fig. R.117 *a*). Se aplică atunci cînd debitul sursei de apă Q_s asigură consumul maxim Q_c al incintei industriale. În asemenea cazuri, nu este necesară răcirea și recircularea apei, deoarece sursa de apă este un rîu, al cărui

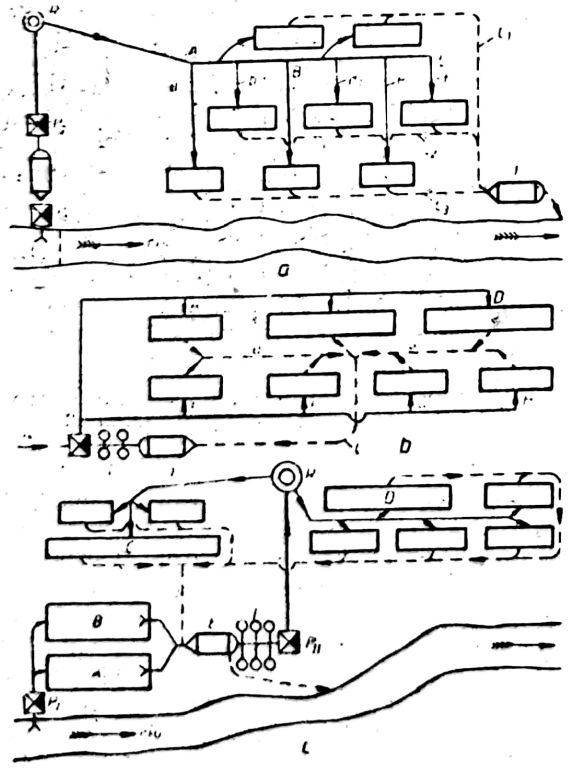


Fig. R.117. Rețele de conducte de apă industrială:
a — cu circuit deschis; *b* — cu recirculare; *c* — sistem mixt.

debit minim regularizat acoperă toate nevoile de apă în perioadele cu consum maxim: $Q_s > Q_c$.

Captarea apei *Ca* se face prin priză de mal, cu sau fără prag de fund sau stăvilare, cu prima treaptă de pompare P_1. După epurarea fizică și, eventual, chimică în instalația *E*, apa este pompată prin a doua treaptă P_2 în rezervorul superior *R*. Artera de transport sub presiune *RA*, cu o lungime în funcție de relieful terenului, alimentează rețeaua de distribuție compusă din artera *ABC* de distribuție și conductele principale *abc* spre diferite secții, ateliere și instalații.

b) *Schema cu recirculare* (Fig. R.117 *b*). Se aplică în majoritatea cazurilor, cînd debitul consumat Q_c la incinta industrială nu este asigurat de surse naturale și trebuie realizată recircularea apei. Debitul sursei de apă Q_s este mult inferior consumului maxim, și anume $Q_s = (0{,}05 \cdots 0{,}2)\, Q_c$, și acoperă numai pierderi de evaporare, infiltrație, impurificare.

Stația de pompe *P* colectează atît debitul recirculat Q_r, cît și adaosul de apă proaspătă Q_s și pompează $Q_s + Q_r$ în rețeaua de distribuție *ABCDEFGH*. Apa uzată, colectată prin canalele *abc*, este epurată fizico-chimic în *E*, răcită prin turnurile de răcire *T* și apoi este recirculată prin pompele *P*. Această schemă are la combinatele mari sau la centralele termoelectrice mari debite Q_c de pînă la 50 m³/s, iar Q_s variază, după sezon, între 2 și 20 m³/s.

c) *Schema mixtă*. În Fig. R.117, *c* este ilustrată o variantă. Are platforma industrială amplasată pe terase cu altitudini diferite. Prima treaptă de pompare P_I alimentează secțiile *AB*, iar apele uzate, epurate în *E* și răcire în *T*, sînt repompate prin trepteaa doua P_{II} spre rezervorul înalt *R*. Secțiile *CD* sînt alimentate gravitațional din *R* și apele uzate sînt recirculate spre *E* și *T*.

R. de c. pentru gaze. Gazele sînt folosite în diferite scopuri industriale (combustibili, agenți termici, materii prime), iar unele dintre ele și pentru încălzitul locuințelor.

Gazele naturale se transportă din cîmpurile de zăcăminte prin conducte lungi denumite „magistrale" (uneori sute de km) de presiune înaltă, creată în majoritatea cazurilor cu ajutorul unor stații de compresoare; în unele cazuri, zăcămîntul poate dispune de o presiune suficientă pentru transportul gazelor la mari distanțe. În țara noastră, unde zăcămintele de gaze naturale conțin 98,6—99,4% metan, a fost dezvoltată o amplă **r. de c.** de transport pentru alimentarea unor centre industriale și urbane importante. Alimentarea cu gaze a consumatorilor din orașe și industrii se face cu ajutorul unor **r. de c.** de distribuție de joasă presiune, racordate la conductele de transport prin stații de reducere.

Gazele transportate prin **r. de c.** industriale sînt: gazul de furnal, gazul de cocs, oxigenul, bioxidul de carbon, hidrogenul etc.

Scanned with OKEN Scanner

R. de c. pentru gaze naturale se execută din oțel și se pozează direct în pămînt, după izolarea prealabilă cu protecție anticorosivă. Îmbinarea se realizează prin sudură. Conductele magistrale pentru transportul gazelor naturale se opresc, în general, la periferia orașelor în stațiile de reducere a presiunei, în incinta urbană amplasîndu-se numai **r. de c.** de distribuție în subsolul părții carosabile a străzilor, dimensionate să suporte forța de apăsare a pămîntului și sarcinile provenite din traficul rutier. Se iau măsuri ca aceste **r. de c.** pentru gaze să nu prezinte pericole pentru consumatori (scurgerea apei colectate pe traseu, aerisiri pentru evacuarea în atmosferă a eventualelor scăpări de gaze).

Presiunea gazelor naturale în conductele de transport poate fi de 20—80 bar sau mai mult, iar în **r. de c.** de distribuție, de obicei, pînă la 6 bar. La consumatori, această presiune este micșorată cu ajutorul unor stații locale de reducere pînă la circa 5 000 mm H_2O.

R. de c. pentru gaze din cuprinsul platformelor industriale se dimensionează, se exploatează și se întreține după normativele specifice ale industriilor respective.

R. de c. *pentru produse petroliere* servesc la: transportul țițeiului de la locul de extracție la rafinării sau la punctele de încărcare în mijloacele de transport (maritim, cale ferată, auto), transportul produselor rafinate spre locurile de consum, transportul diverselor fluide în instalațiile rafinăriilor, transportul produselor petroliere (păcură, uleiuri, benzine etc.) în interiorul instalațiilor unor consumatori industriali, centrale termoelectrice etc.

Elementele care trebuie luate în considerare la proiectarea acestor **r. de c.** sînt: debitele de transportat, felul produsului, temperaturile, presiunile, vîscozitatea, distanțele de transport, necesitatea unor stații intermediare de pompare, efectele dinamice (lovituri de berbec) la închiderea armăturilor, materialele folosite, efectele de coroziune internă și externă, tipurile de îmbinare a conductelor și de suporturi, siguranța în funcționare, costurile de investiții și de exploatare, pericolul de incendiu și de explozie etc. Astfel, de exemplu, la temperaturi sub —29°C, se prevăd oțeluri inoxidabile cu crom, oțeluri austenitice cu crom și nichel, cu mai mult de 0,1 % C, țevi placate în interior cu straturi de sudură din oțel austenitic etc. Folosirea oțelului la temperaturi ridicate, de exemplu peste 460°C, este limitată, deoarece, în unele cazuri a fost observată o grafitizare a cărbunelui din oțel. De asemenea, fonta nu poate fi folosită în **r. de c.** din rafinăriile prin care se transportă fluide inflamabile și toxice.

Pentru conductele folosite la transportul produselor petroliere trebuie avute în vedere la dimensionare atît presiunea maximă care poate apare în exploatarea unei **r. de c.** lungi, cît și depresiunea accidentală care ar putea duce, eventual, la turtirea conductei. De asemenea, trebuie luate în considerare și sarcinile datorate șocurilor, vîntului, vibrațiilor, rezonanței, dilatării și contractării termice, masei proprii și a fluidului conținut, ca și unele influențe exterioare datorate traficului de vehicule, cale ferată, efectelor cutremurelor etc.

Pentru transportul la distanță *al uleiului, motorinei și păcurii* trebuie luate măsuri speciale din cauza vîscozității mari la temperaturi moderate. Deoarece păcura are o temperatură de congelare relativ ridicată, pentru a putea fi transportată, se încălzește la temperaturi de 90—120°C, depășirea acestor valori putînd duce la cocsificarea păcurii pe conductă. Pentru a evita blocarea conductei cu păcură congelată, în cazul întreruperii pompării pe o perioadă mai lungă, păcura trebuie evacuată din conductă, de obicei, cu ajutorul aburului sau aerului comprimat. În timpul evacuării, păcura trebuie menținută caldă. În instalațiile de ulei, conductele trebuie să fie etanșe, deoarece uleiul, fiind inflamabil (la o temperatură apropiată de temperatura aburului din conductele din apropierea turbinelor de abur), poate da naștere unor incendii.

R. de c. pentru aer comprimat. Aerul comprimat este folosit ca fluid industrial în numeroase cazuri: în industrie pentru acționări și automatizări, pentru antrenarea unor materiale solide pulverulente pe șantiere, în metalurgie, în industria chimică, alimentară, energetică, în instalațiile de ardere a combustibililor convenționali, la întrerupătoarele electrice pentru stingerea arcului electric etc. Intervalul de presiune la care este utilizat aerul comprimat este: pentru utilizări industriale 6—12 bar, pentru acționări în stațiile electrice 16—40 bar, în industria chimică 150 bar etc. La dimensionarea **r. de c.** pentru aer comprimat se are în vedere reducerea pierderilor de presiune prin micșorarea pierderilor locale (în coturi, armături, diafragme etc.), precum și prin alegerea unor viteze optime de curgere (6—8 m/s).

Materialele folosite pentru **r. de c.** de aer comprimat sînt: oțelul, în unele cazuri galvanizat pentru limitarea coroziunii, cuprul, în special în instalațiile electrice și de automatizări, respectiv acolo unde impuritățile determinate de coroziune ar putea influența defavorabil funcționarea aparatelor, cauciuc etc. Îmbinarea conductelor se face prin sudură și, uneori, cu flanșe, ca material pentru garniturile de etanșare folosindu-se clingheritul și cauciucul rezistent la ulei. La țevile cu diametru mic (sub 50 mm) îmbinarea se poate face prin filet.

Pentru scurgerea apei și uleiului din **r. de c.** pentru aer comprimat se prevăd pante în sensul curgerii aerului, iar înainte de utilizare se montează și vase de reținere și robinete de golire.

Scanned with OKEN Scanner

R. de c. pentru centrale hidroelectrice. Transportă apa la turbine, iar în cazul centralelor cu pompare-acumulare transportă în unele perioade ale zilei apa în sens invers în lacul de acumulare. Aceste conducte, numite forțate, se pozează fie deasupra solului, cînd diametrele sînt foarte mari, fie subteran. Pentru a putea rezista eforturilor datorite curgerii apei, conductele se ancorează în masive puternice de beton. Caracteristice pentru centrala respectivă și pentru conductele forțate sînt debitul de apă și căderea. Astfel, sînt instalații cu debite de 300 m^3/s; cele mai mari căderi depășesc 1 700 m, corespunzînd unei presiuni de exploatare de aproape 200 bar. Cifra de sarcină $A = dp$ [cm·bar] a conductei de diametru d și cădere p evidențiază importanța construcției, valoarea maximă a acesteia fiind la intrarea în sala turbinelor, viteza optimă a apei fiind 2—10 m/s. În tabelul R.18 se prezintă valorile vitezelor uzuale la centralele hidroelectrice în funcție de cifra de sarcină A și de felul exploatării.

Tabelul R.18

Viteza apei în conductele forțate ale centralelor hidroenergetice la sarcină nominală [m/s]

Cifra de sarcină $A=dp$ [cm·bar]		~ 2 000	~ 5 000	~ 15 000	~ 20 000
Centrale de bază (funcționare 6 000—8 000 h/an)	la partea superioară a conductei	1—2	1,5—2,5	2,5—4	3—5
	la partea inferioară a conductei	2—3	2—4	3—6	5—7
Centrale de vîrf (funcționare sub 4 000 h/an)	la partea superioară a conductei	—	3—5	4—6	5—8
	la partea inferioară a conductei	—	4—6	6—8	7—10

Conductele forțate se realizează din oțel, cu pereții întăriți. Protecția împotriva coroziunii se realizează pentru suprafața interioară prin zincare (prin pulverizare) și acoperirea stratului de zinc cu rășini epoxidice. Suprafața exterioară se protejează cu vopsea de zinc peste care se depun cîteva straturi de bitum.

R. de c. folosite în tehnica frigului. În tehnica frigului avansat (criogenie), **r. de c.** se realizează luîndu-se în considerare atît păstrarea agenților la temperaturi coborîte, cît și comportarea unor metale la aceste temperaturi. Căldura mediului ambiant tinde să vaporizeze lichidele criogenice, determinînd, în final, creșterea presiunii în **r. de c.** și în recipienții racordați la aceasta.

Se consideră, de regulă, că domeniul criogeniei este cuprins între temperaturile de —140°C și zero absolut. În procesele criogenice, se folosesc temperaturi foarte scăzute pentru a determina anumite schimbări fizice, cum ar fi lichefierea unor gaze (oxigen, azot, heliu etc.), sau pentru a face unele metale supraconductoare. La alegerea materialelor conductelor trebuie să se țină seama atît de caracterul corosiv al fluidelor criogenice, cît și de comportarea acestor materiale la temperaturi scăzute. La alegerea metalelor pentru aceste conducte nu se pot aplica normele sau standardele generale, ci anumite standarde speciale pentru conducte folosite în criogenie.

Printre fluidele criogenice mai frecvent folosite se numără: acetilena (C_2H_2), aerul uscat, argonul (A), bioxidul de carbon (CO_2), oxidul de carbon (CO), deuteriul (D_2), etanul (C_2H_6) monoclortrifluormetan (freonul), hidrogenul, (H_2), hidrogenul sulfurat (H_2S) etc.

R. de c. pentru termoficare și încălziri centrale. v. Rețea termică

REȚEA TERMICĂ. Rețea de conducte destinată transportului căldurii de la o sursă de căldură (centrală de termoficare, centrală termică, cazan etc.) la consumatori termici industriali (pentru desfășurarea unor procese tehnologice) și urbani (pentru încălzire, apă caldă sanitară și ventilație).

În ultimul timp, s-a extins considerabil alimentarea cu căldură a industriilor și a orașelor prin termoficare din centrale electrice, în care o parte din debitul de abur care se destinde în turbine este extras la prize (industriale și de încălzire) și folosit fie direct în procesele industriale, fie indirect pentru a transmite căldura, prin intermediul unor schimbătoare de căldură, apei din rețelele de conducte pentru încălzirea halelor, instituțiilor și a locuințelor. Astfel, au fost realizate sisteme de alimentare centralizată cu căldură, în care consumatorii sînt instalații industriale și, respectiv, instalații centrale de încălzire, de ventilare și climatizare sau de alimentare cu apă caldă menajeră.

O primă clasificare a **r.t.** este după agentul termic folosit în sistemul respectiv: abur, apă fierbinte (cu temperatura peste 100°C) sau apă caldă (cu temperatura sub 100°C). Transportul căldurii se asigură în felul acesta fie cu abur la presiuni de 6—12 bar (uneori mai mult), fie cu ajutorul apei. Transportul aburului se poate face prin conducte de oțel pînă la distanțe

maxime de 5—6 km. Transportul apei fierbinți pentru încălzirea urbană se face prin conducte magistrale pînă la punctele termice, de unde se ramifică rețeaua de distribuție. Lungimea uzuală a conductelor magistrale bitubulare de apă fierbinte este de 3—20 km, iar a celor monotubulare, de pînă la de 4—5 ori mai mare.

Din punctul de vedere al schemelor, rețelele de termoficare urbană se împart în r.t. radiale, buclate sau mixte.

Schemele radiale (Fig. R.118, *a*) sînt mai simple, mai ieftine ca investiții și relativ comode în exploatare. Au neajunsul că, în caz de avarie pe o ramură principală sau secundară, consumatorii amplasați după locul avariei rămîn nealimentați. Acest dezavantaj poate fi eliminat în oarecare măsură prin prevederea unor legături transversale de rezervă între ramurile mai importante.

Schemele buclate (Fig. R.118 *b*) permit menținerea alimentării buclei și în caz de avarie, cu excepția zonei cuprinse între cele două vane care izolează defectul.

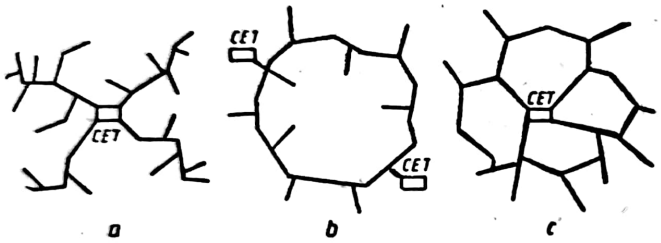


Fig. R.118. Scheme și configurații ale rețelelor de termoficare urbană:
a — rețea radială; *b* — rețea buclată; *c* — rețea mixtă.

Schemele mixte (Fig. R.118, *c*) îmbină avantajul unei siguranțe mai mari prin buclare, în zone importante de consum termic, cu soluția mai simplă a alimentării radiale în restul rețelei. Preocupările legate de asigurarea alimentării în caz de avarii își pierd, însă, din importanță, deoarece experiența a peste 60 de ani de exploatare denotă o mare siguranță și continuitate de funcționare a rețelelor de termoficare urbană, inerția termică a clădirilor fiind în general suficientă pentru a permite repararea defectelor care nu durează mai mult de 8—10 h.

Consumatorii de căldură industriali au o durată de funcționare continuă de-a lungul anului. Consumatorii de căldură de tip urban, pentru încălzire, au un regim de funcționare sezonier.

Conductele rețelelor de termoficare sînt fabricate din platbande de oțel sudate în spirală, izolate termic și protejate la exterior cu tablă zincată; pozarea conductelor se face, în funcție de condițiile traseului, fie aerian pe suporturi din beton sau metalice, fie subteran

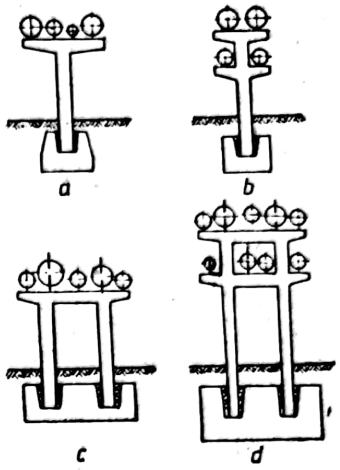


Fig. R.119. Tipuri de stîlpi pentru rețelele aeriene de termoficare:
a — stîlp în formă de T; *b* — stîlp dublu T; *c* — stîlp portal; *d* — stîlp dublu portal.

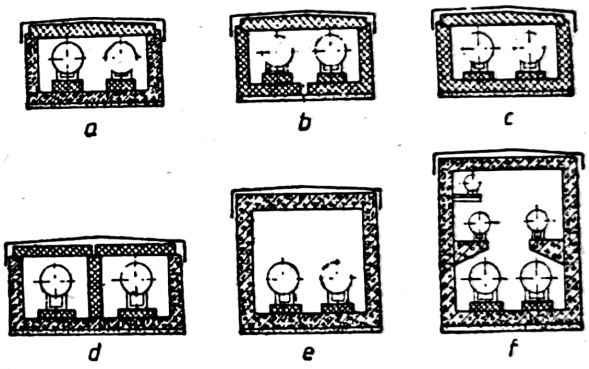


Fig. R.120. Tipuri de canale pentru subterane de termoficare:
a — canal nevizitabil, din beton armat monolit, acoperit cu plăci prefabricate din beton armat; *b* — canal nevizitabili din beton simplu sau armat prefabricat în formă de L, acoperit cu plăci prefabricate din beton armat; *c* — canal nevizitabil din beton simplu sau armat prefabricat în formă de U, acoperit cu plăci prefabricate din beton armat; *d* — canal nevizitabil din beton armat monolit cu diafragmă sau stîlpi, acoperit cu plăci prefabricate din beton armat; *e* — canal semivizitabil din beton armat monolit; *f* — canal vizitabil din beton armat monolit.

în canale nevizitabile sau în canale vizitabile. În figurile R.119, R.120 și R.121 se prezintă unele soluții constructive de montare și susținere supraterană sau subterană a conductelor rețelelor de termoficare. Pozarea aeriană prezintă avantaje economice și se recomandă folosirea ei oriunde condițiile de teren sau estetice nu împiedică acest lucru. Conductele se așază pe stîlpi, avînd diverse forme constructive, cele mai des folosite fiind prezentate în figura R.119. Adesea, stîlpii se execută din beton armat prefabricat vibrat sau centrifugat. Pozarea subterană în canale este mai puțin

Scanned with OKEN Scanner

economică, totuși ea este impusă de cele mai multe ori la conductele de termoficare urbană (traseele prin orașe). În figura R.120 se arată cîteva tipuri constructive de canale pentru rețelele de termoficare. Dintre posibilitățile de pozare subterană fără canal a **r.t.** se prezintă în figura R.121 așezarea direct în pămînt a conductelor, izolate în prealabi, cu un strat de beton spongios armat monolit.

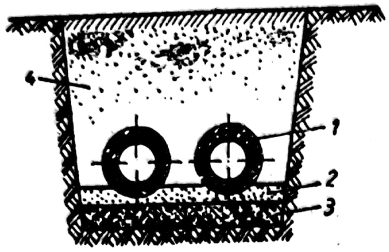


Fig. R.121. Montare subterană direct în pămînt (fără canal) a conductelor rețelelor termice:
1 — înveliș din beton spongios armat; *2* — strat de nisip egalizator; *3* — strat de beton de bază; *4* — umplutură de pămînt.

Pentru preluarea dilatării termice a conductelor se folosesc compensatoare de dilatare de diverse tipuri, lire de dilatare, compensarea naturală prin schimbarea traseului. Conductele trebuie prevăzute cu ventile de golire așezate la partea cea mai de jos a traseului conductei și cu ventile de aerisire dispuse la partea superioară a acesteia. Pe conducte trebuie montate diafragme de măsură a debitului și teci pentru termometre. Îmbinarea conductelor se realizează prin sudură. **R.t.** se montează în pantă a cărei valoare minimă este de 2/1 000, independent de sensul de curgere al agentului termic și de felul montajului (aerian sau subteran). Pe traseele conductelor magistrale ale rețelelor de termoficare cu apă fierbinte se montează vane de secționare la distanțe de 600 — 1 000 m, pentru izolarea porțiunilor defecte în caz de avarie. Golirea și aerisirea conductelor trebuie calculate astfel, încît să se asigure evacuarea apei din fiecare sector izolat între vane în timp de 1—2 h. Utilajele, armăturile și aparatele de măsură ale **r.t.** amplasate subteran, care necesită revizuiri periodice, manevre, întreținere, trebuie instalate în camere speciale (cămine) sau în încăperi subterane, accesibile personalului de întreținere.

În figura R.122 sînt reprezentate schema unei rețele de termoficare și graficul piezometric aferent de repartiție a presiunilor. Presiunile notate în figură sînt exprimate, de obicei, în metri coloană de apă (1 m H_2O=9,81 kPa) și au următoarele semnificații: p_g — diferența de cotă geodezică a CET (CT) față de un nivel

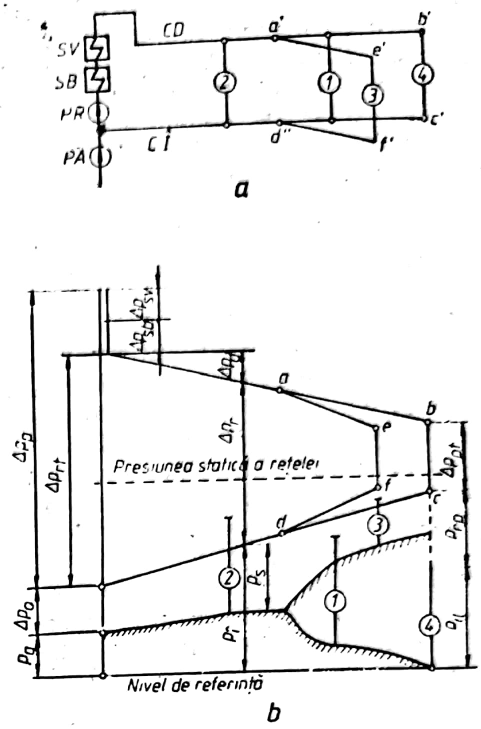


Fig. R.122. Schema unei rețele de termoficare (*a*) și graficul de presiune corespunzător (*b*):
1 ... *4* — consumatori de căldură.

de referință; Δp_0 — înălțimea (presiunea) creată de pompa de adaos (PA); Δp_p — înălțimea (presiunea) creată de pompa de rețea (PR); Δp_{rt} — pierderea totală de presiune în sistemul de conducte al rețelei de termoficare; Δp_{sb} — pierderea de presiune în schimbătorul de căldură (boilerul) de bază (SB); Δp_{sv} — pierderea de presiune în schimbătorul de căldură (boilerul sau cazanul de apă (fierbinte) de vîrf (SV); Δp_r — diferența totală de presiune în rețeaua de termoficare într-un punct oarecare; Δp_d — pierderea de presiune pe conducta de ducere (CD) de la CET (CT) pînă într-un punct oarecare; p_i — presiunea apei în conducta de întoarcere (CI) față de nivelul de referință, într-un punct oarecare; p_s — presiunea apei în conducta de întoarcere într-un punct oarecare față de nivelul solului în punctul respectiv; Δp_{pl} — pierderea de presiune disponibilă în instalația locală (punctul termic) a ultimului consumator; p_{rp} — rezerva de presiune la ultimul consumator; p_{il} — înălțimea instalației locale a ultimului consumator față de sol și de nivelul de referință.

La stabilirea graficului de presiuni al rețelei de termoficare se au în vedere următoarele: presiunea în regim dinamic pe conducta de ducere în dreptul ultimului consumator trebuie să fie de minimum 50 m H_2O, iar pe conducta de întoarcere în colectoarele din CET (CT) trebuie să fie de minimum 15 m H_2O; presiunea disponibilă la punctele termice tre-

buie să fie de 15 m H_2O, iar la stațiile centrale de pompare a apei calde menajere, de 30 m H_2O; pierderea de presiune în instalațiile de termoficare din CET (CT) vor fi de maximum 30 m H_2O; linia presiunii maxime admisibile în instalațiile locale trebuie să urmărească paralel profilul terenului, situîndu-se la o înălțime egală cu 45 m H_2O; linia presiunii în regim static trebuie să depășească cu 3—5 m H_2O cota absolută a celor mai înalți consumatori.

Pierderile specifice de presiune recomandate pentru proiectarea rețelelor de apă fierbinte sînt: pentru conductele magistrale de la sursa de căldură la consumatorul cel mai depărtat de 3—5 mm H_2O/m; pentru ramificațiile din conductele magistrale și pentru racorduri, în funcție de presiunea disponibilă, fără a depăși însă, 25—30 mm H_2O/m.

REVERSIBIL (Proces). Proces care se poate desfășura în ambele sensuri, trecînd prin aceleași stări intermediare, cu aceleași condiții exterioare. Transformările termodinamice constituie procese reversibile, dacă respectă condițiile menționate. În transformările reversibile, agentul sau sistemul care parcurge transformarea este readus la starea inițială, o dată cu revenirea la condițiile exterioare inițiale, fără să rămînă modificări în mediul exterior. Transformarea stării unui sistem este determinată de modificarea condițiilor exterioare. Variația parametrilor mediului exterior determină apariția unui dezechilibru în raport cu sistemul considerat și, în consecință, va apare un schimb de energie între sistem și mediu, orientat în sensul anulării dezechilibrului. Acest schimb de energie provoacă modificarea echilibrului termodinamic al sistemului și variația parametrilor săi de stare.

Noua stare de echilibru termodinamic se atinge după uniformizarea presiunii și temperaturii în interiorul sistemului, la valori corespunzătoare presiunii și respectiv temperaturii mediului exterior. Acest lucru înseamnă realizarea atît a echilibrului intern, cît și a echilibrului extern. Dacă parametrii mediului exterior se modifică rapid, cu valori finite, atunci în masa sistemului se creează o distribuție uniformă a parametrilor de stare [v. Ireversibil (Proces)] și este necesară trecerea unei anumite perioade de timp pînă la uniformizarea acestora. În acest caz, între starea inițială și finală (care sînt stări de echilibru termodinamic) sistemul trece printr-o succesiune de stări intermediare în care nu sînt îndeplinite condițiile echilibrului termodinamic.

În cazul în care condițiile exterioare se modifică cu cantități infinit mici, neuniformitatea parametrilor de stare în masa sistemului poate fi neglijată, considerînd că toate stările intermediare prin care trece sistemul sînt stări de echilibru termodinamic. Numai în această situație calea directă se suprapune peste cea inversă și, în final, după readucerea sistemului în starea inițială, nu rămîn modificări în mediul exterior, procesul devenind reversibil. Viteza sa de desfășurare micșorîndu-se pînă la o valoare infinit mică, la limita zero, timpul de evoluție tinde către infinit, procesul devenind cvasistatic.

P.r. se găsește, deci, în afara elementului timp, constînd dintr-o succesiune infinită de stări de echilibru termodinamic. **P.r.** sînt procese ideale, obținute prin trecerea la limită a proceselor reale, ireversibile. Avantajul **p.r.** constă în faptul că ele pot fi studiate cu ajutorul metodelor termodinamice clasice de echilibru.

REYNOLDS (Ecuațiile lui). Sistem de ecuații diferențiale, care descrie mișcarea fluidelor reale în regim turbulent de curgere.

În cazul turbulenței (v. Turbulență), mișcarea poate fi considerată ca fiind formată dintr-o componentă medie și una fluctuantă: $u=\overline{u}+u'$; $v=\overline{v}+v'$; $w=\overline{w}+w'$, $p=\overline{p}+p'$ etc., unde $\overline{u}$, $\overline{v}$, $\overline{w}$, $\overline{p}$ reprezintă valorile medii ale componentelor vitezei, presiunii etc., definite de:

$$\overline{u}=1\ \frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2} u\,dt;\ \overline{v}=\frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2} v\,dt.$$

Intervalul de timp t_1-t_2 pe care se efectuează medierea este suficient de lung în comparație cu scara timpului pulsațiilor turbulente u', v', w', p' etc.

Ecuațiile care exprimă mișcarea (v. Gazodinamică) sînt valabile în aceeași formă și pentru valorile instantanee ale parametrilor mișcării turbulente. Folosind notația și însumarea tensorială (indicele i definește direcția în sensul de coordonate cartezian, iar indicele j este indice de însumare), aceste ecuații au forma generală:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j)=\rho f_i-$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[x\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\right]-$$

$$-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial}{\partial x_i}\right)(\mu i v\vec{V}),$$

unde: $u_i(u_1=u;\ u_2=v;\ u_3=w)$ sînt componentele vitezei v și sînt coordonatele carteziene ($x_1=x$; $x_2=y$; $x_3=z$); f_i — componentele forțelor masice în raport cu direcțiile x_i; μ — viscozitatea dinamică a fluidului.

Scanned with OKEN Scanner

Mediind în timp această ecuaţie şi ţinînd cont că pulsaţiile densităţii nu sînt semnificative ($\rho'=0$), se obţine:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{x_i})+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\overline{x_i x_j})=\rho\overline{f_i}-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_i}+$$

$$+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\right]-\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial x_i}\mu(\mathrm{div}\,\overline{V})-$$

$$-\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\overline{u_i u_j}).$$

Dacă se compară această ecuaţie cu cea care descrie micşarea fluidelor reale fără turbulenţă (mişcare laminară), se constată că există termenii suplimentari, $-\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i' u_j')$, care depind de pulsaţiile turbulente ale vitezelor. Tensorul tensiunilor pentru mişcarea turbulentă are, prin urmare, componentele suplimentare $-\rho u_j' u_j'$:

$$T_R=-\begin{pmatrix}\rho\overline{u'^2} & \rho\overline{u'v'} & \rho\overline{u'w'}\\ \rho\overline{v'u'} & \rho\overline{v'^2} & \rho\overline{v'w^2}\\ \rho\overline{w'u'} & \rho\overline{w'v'} & \rho w'^2\end{pmatrix}$$

Aceste tensiuni suplimentare se numesc tensiunile lui Reynolds iar sistemul de ecuaţii în care intervin aceste tensiuni, ecuaţiile lui Reynolds.

E. lui R. constituie baza teoretică pentru studiul mişcării fluidelor în regim turbulent, dar pentru a putea fi folosite trebuie stabilită o legătură între aceste tensiuni suplimentare şi componentele vitezei medii, ceea ce necesită adaptarea unor modele adecvate de turbulenţă (v. Turbulenţă).

REYNOLDS (Criteriul). Grupare adimensională a unor proprietăţi fizice, geometrice şi funcţionale, care caracterizează curgerea unui fluid. **C.R.**, notat prescurtat cu Re, reprezintă raportul dintre forţele de inerţie F_{in} şi forţele de viscozitate F_η, raportate la volumul V, pentru un fluid (lichid sau gaz) în mişcare. Notînd cu m — masa de fluid, a — acceleraţia, ρ — densitatea fluidului, τ — timpul, se obţine următoarea expresie pentru criteriul Re:

$$\mathrm{Re}=\frac{F_{in}/V}{F_\eta/V}=\frac{ma/V}{\eta\frac{S}{V}\frac{dw}{dy}}=\frac{\rho\frac{dw}{d\tau}}{\frac{\eta}{l}\frac{dw}{dy}}=$$

$$=\frac{\rho\frac{dy}{d\tau}l}{\eta}=\frac{\rho\overline{u}l}{\eta}=\frac{\overline{u}l}{\nu}$$

Forţa de frecare viscoasă F_η între două straturi vecine de fluid, de grosime infinit mică dy şi suprafaţă de contact S care se deplasează cu viteze diferite w şi $w+dw$, se determină cu relaţia lui Newton:

$$F_\eta=\eta S\frac{dw}{dy}\ [\mathrm{N}],$$

în care coeficientul de proporţionalitate η este viscozitatea dinamică a fluidului şi se exprimă în $\mathrm{N}.s/\mathrm{m}^2$.

În relaţii, acceleraţia $a=dw/d\tau$ reprezintă variaţia vitezei în unitatea de timp; $l=V/S$ este o lungime caracteristică a curgerii; $\overline{w}=dy/d\tau$ este viteza medie a fluidului.

În cazul curgerii prin tuburi cilindrice $l=d$, unde d este diametrul interior al tubului, astfel încît:

$$\mathrm{Re}=\frac{\overline{u}d}{\nu}=\frac{\overline{u}d\rho}{\eta}.$$

Pentru tuburi sau canale cu secţiuni transversale de curgere necirculare, $l=d_{ech}$, unde d_{ech} reprezintă diametrul hidraulic echivalent determinat cu relaţia:

$$d_{ech}=4S/P\ [\mathrm{m}],$$

în care S este aria secţiunii transversale de curgere [m^2], iar P — perimetrul udat de fluid [m].

În funcţie de valoarea criteriului Re, se deosebesc următoarele trei regimuri de curgere printr-un tub cilindric sau canal:

— regim laminar, cînd $0<\mathrm{Re}<2\,320$;

— regim de tranziţie, cînd $2\,320<\mathrm{Re}<4\,000$ (10 000);

— regim turbulent, cînd $\mathrm{Re}>4\,000$ (10 000).

Valoarea $\mathrm{Re}_{crit}=2\,320$ reprezintă *numărul Reynolds critic*, care separă mişcarea laminară de cea de tranziţie şi turbulentă. Criteriului Re_{crit} îi corespunde o anumită viteză critică w_{crit}. La fluidele foarte viscoase (uleiuri, păcură), viteza de curgere este mai mică decît w_{crit}, iar mişcarea este, de obicei, laminară. La fluidele puţin viscoase (apă, abur, gaze), viteza de curgere este mai mare decît w_{crit} şi mişcarea este, de regulă, turbulentă. Regimul turbulent este stabilizat după unii cercetători pentru $\mathrm{Re}>4\,000$, iar după alţii pentru $\mathrm{Re}>10\,000$; curgerea turbulentă este cea mai răspîndită în aplicaţiile tehnice.

La curgerea unui fluid paralel cu o placă plană, trecerea de la regimul laminar la cel turbulent se face la $\mathrm{Re}_{crit}\approx 5\cdot 10^5$. La curgerea transversală peste un cilindru, curgerea în stratul limită trece de la regimul laminar la cel turbulent la valoarea $\mathrm{Re}_{crit}\approx 2\cdot 10^5$.

REZERVĂ DE PUTERE. În cazul motoarelor cu ardere internă, **r. de p.** reprezintă dife-

Scanned with OKEN Scanner

rența dintre puterea maximă pe care motorul o dezvoltă la o anumită turație și puterea necesară antrenării agregatului cuplat la arborele cotit al motorului.

La motoarele de autovehicul, de exemplu, **r. de p.** reprezintă diferența dintre puterea maximă a motorului al o anumită turație și puterea necesară deplasării autovehiculului cu viteza corespunzătoare acelei turații și unei anumite trepte de viteze (Fig. R.123). În acest

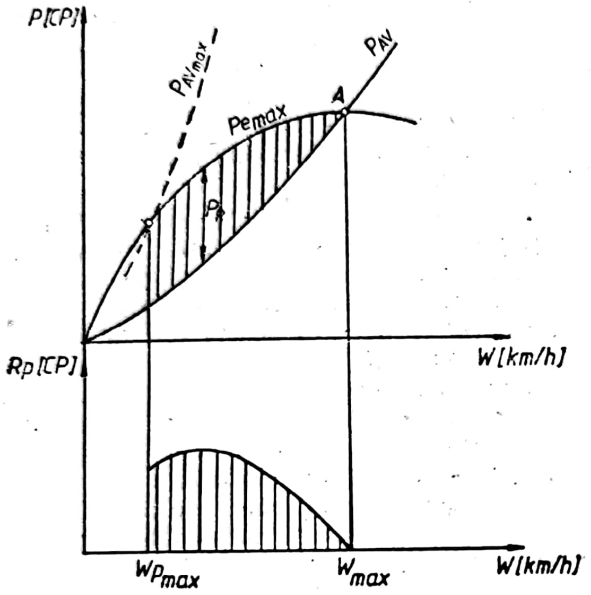


Fig. R.123. Rezerva de putere a unui motor cu ardere internă pentru autovehicul.
P_{emax} — puterea efectivă a motorului la sarcina totală; P_{AV} — puterea necesară pentru deplasarea autovehiculului în condiții medii de tracțiune; P_{AVmax} — puterea necesară pentru deplasarea autovehiculului în cea mai mare pantă; P_R — rezervă de putere; W — viteza autovehiculului [km/].

caz, **r. de p.** servește la accelerarea autovehiculului sau la urcarea unor pante cu înclinații mari. Punctul A, în care $P_{max}=P_{AV}$, determină viteza maximă a autovehiculului (w_{max}), **r. de p.** fiind nulă, iar punctul B corespunde vitezei cu care autovehiculul poate urca panta maximă (W_{pmax}).

R. de p. (centrale electrice). — v. Puteri în centrale electrice.

REZERVOR. Recipient folosit pentru depozitarea unor substanțe fluide (aer, gaze, lichide) sau a unor materiale solide sub formă de grăunți sau pulberi, în scopul alimentării unor instalații. Pot fi închise sau deschise și sînt confecționate din diferite materiale cum sînt: oțelul, betonul, lemnul etc.

În centralele termoelectrice **r.** sînt folosite pentru acumularea apei sau a uleiului, fiind dispuse orizontal sau vertical. Apa este acumulată în special pentru: acoperirea pierderilor din circuit, asigurarea unei rezerve de apă de alimentare, recuperarea condensatului, răcirea lagărelor, aerului, alimentarea cu apă potabilă și menajeră, alimentarea instalațiilor de stins incendii.

R. de apă de alimentare. Este prevăzut în circuitul centralei pentru a dispune în caz de avarie de o cantitate de apă de alimentare, necesară menținerii în funcționare a cazanului în cazul căderii turbinei. Dimensionarea acestuia se calculează pentru asigurarea necesarului de apă de alimentare pentru o durată de funcționare de 20—30 min. **R.** este prevăzut cu echipamente interioare care asigură circulația apei în rezevor pentru evitarea corodării acestuia, precum și încălzirii apei la pornirea sau oprirea instalației, ca și în timpul funcționării normale, în scopul ușurării degazării acesteia și evitării reabsorbirii oxigenului de către apa care se răcește.

R. de pornire servește la colectarea apei rezultate la pornirea grupului, putînd fi pus, pentru egalizarea presiunii, în legătură cu expandorul de pornire. În aval de **r.** de pornire, se poate prevedea un **r.** intermediar cu presiune mai redusă, pentru mărirea volumului de apă de rezervă, **r.** din care apa poate fi reintrodusă în degazor cu ajutorul pompelor.

R. de drenaj (r. supraatmosferic și **r.** atmosferic de condensat) servesc la colectarea drenajelor. În acestea se poate introduce și condensat din alte puncte ale instalației, cum ar fi condensatul aburului regenerativ adus prin golirea de avarie sau cel adus din **r.** de presiune mai ridicată prin instalația de preaplin.

R. de apă distilată dintr-o instalație de vaporizare servește la acumularea și introducerea cu ajutorul pompelor a apei tratate și a condensatului aburului folosit în vaporizator, în degazorul principal. **R.** este legat la conducta de eșapare și, deci, dimensionat pentru aceeași presiune maximă admisibilă, ca și condensatul de eșapare, respectiv partea de abur a instalației de vaporizare.

Calculul pierderilor din circuit se poate determina cu ajutorul scăderii nivelului din rezervorul de apă de alimentare, conform relației $\Delta G=\Delta V\cdot\gamma$, de unde pierderile procentuale rezultă:

$$\frac{\Delta G}{G_{viu}}\cdot 100\ [\%].$$

R. de ulei dintr-o centrală termică, este confecționat din tablă de oțel și este cel mai adesea suspendat sub planșeul sălii mașinilor. Capacitatea sa este astfel dimensionată, încît capacitatea totală de ulei să fie recirculată de aproximativ opt ori pe oră pentru separarea și decantarea aerului dizolvat, apei infiltrate, particulelor de murdărie, șlamului și produselor

de eroziune. **R.** este prevăzut cu o sită la intrarea uleiului returnat, precum și cu armături pentru evacuarea apei separate și racordarea la instalația de curățire a uleiului. Are în dotare sisteme de evacuare a aerului și aparatură de control, de urmărire și semnalizare a atingerii nivelului minim al uleiului.

R. de combustibil lichid pentru centralele electrice sînt dimensionate în funcție de modul de asigurare a accesului mijloacelor de transport la acestea. Pentru cazul în care căile de transport sînt suficient de sigure, rezerva din centrală se asigură, de regulă, pentru două pînă la patru săptămîni pentru ca funcționarea centralei să nu fie perturbată de eventualele întreruperi în aprovizionarea cu păcură. Din considerente de siguranță împotriva incendiilor, amplasarea **r.** se face la una din extremitățile centralei.

Pentru ardere în cazanele energetice se folosesc, de regulă, combustibili lichizi grei cu o viscozitate de 20—60 E la 50°C. **R.** sînt prevăzute cu circuite de încălzire cu abur, dimensionate astfel încît întregul volum de combustibil să poată fi încălzit la circa 40—50°C pentru separarea apei conținute de păcură. De asemenea, pentru asigurarea fluidității necesare pompării păcurii se utilizează preîncălzirea care ridică temperatura în zona gurii de aspirație la 70—90°C.

R. de combustibil pentru motoarele cu ardere internă sînt recipiente, de obicei, metalice a căror formă și capacitate diferă în funcție de utilizarea și tipul motorului. Astfel, la motoarele cu aprindere prin scînteie, **r.** de benzină sînt construite, în general, din tablă de oțel cu grosimi de 0,5—1,0 mm, în general de formă paralelipipedică. După ambutisare, **r.** de combustibil este tratat anticorosiv. Capacitatea lui diferă în funcție de cilindreea totală și utilizarea motorului, putînd fi de la cîțiva litri (3—5 l — pentru motoarele staționare sau motorete) și pînă la cîteva sute de litri (motoare cu destinații speciale).

În cazul motoarelor diesel, capacitatea **r.** de motorină variază, de asemenea, în funcție de utilizarea și cilindreea motorului. Aici, capacitatea poate fi mult mai mare, deoarece există motoare diesel de cilindree totală foarte mare (ex.: motoarele diesel navale), putîndu-se atinge capacități de zeci de tone.

În toate cazurile, pentru citirea (instantanee) a nivelului de combustibil din **r.**, acestea sînt dotate prin construcție cu joje de verificare și indicare a nivelului.

R. de zi de combustibil lichid se amplasează în imediata vecinătate a cazanelor. Sînt prevăzute cu posibilitatea de evacuare rapidă a combustibilului, în caz de incendiu, în cisterne subterane destinate să preia întreaga cantitate de păcură conținută de **r.** de zi. Au o capacitate de 12—24 ore de funcționare la debit normal. Sînt prevăzute cu instalație de încălzire a păcurii, precum și cu întreaga gamă de armături necesară unei funcționări corespunzătoare a instalației de deservire (indicatoare de nivel, racorduri de umplere, dispozitive de aerisire și de siguranță).

R. pentru gaze lichefiate sînt recipiente cu ajutorul cărora se transportă și se distribuie gaze lichefiate la consumator. La partea superioară, au un robinet de închidere cu ventil. Au o capacitate de 26 l, cu un grad de umplere de 0,47 kg/l. Presiunea nominală a gazelor este de 3—4 daN/cm^2. Debitul maxim de gaz depinde de temperatura ambiantă. Astfel, la 20°C, debitul este de 0,5 kg/h. Compoziția gazului este 86% butan și 12% propan, restul de spațiu fiind destinat gazeificării. Se folosesc în poziție verticală la temperaturi de 20—25°C, astfel ca presiunea interioară să nu depășească 10 daN/cm^2.

R. de apă potabilă îndeplinesc următoarele funcțiuni: compensează variațiile orare ale debitelor; asigură rezerva de apă pentru stingerea incendiilor; asigură alimentarea cu apă în cazul întreruperii de scurtă durată a funcționării apeductului.

După amplasament, **r.** pot fi: îngropate, semiîngropate sau aeriene, la nivelul terenului sau ridicate de la sol (castele de apă).

După formă, **r.** sînt: circulare, dreptunghiulare sau poligonale. Sînt construite din metal sau beton armat. La alegerea amplasamentului se ține seama de cota necesară asigurării presiunii, condițiile urbanistice, condițiile economice și de exploatare, natura terenului, posibilitatea de protecție sanitară.

Capacitățile **r.** sînt tipizate, avînd valori de: 25; 50; 75; 100; 150; 200; 250; 300; 400; 500; 750; 1 000 m^3. Pînă la 500 m^3 au formă circulară, cele de 750 și 1 000 m^3 avînd formă circulară sau dreptunghiulară.

După poziția față de rețea, **r.** sînt: de trecere, de capăt sau cu funcționarea de contrarezervor.

Pot fi simple sau cuplate, utilizarea **r.** cuplate fiind obligatorie în cazurile în care alimentarea cu apă trebuie asigurată și în timpul operațiilor de curățire, dezinfectare, reparații etc.

R. sînt prevăzute cu următoarele armături: de alimentare, de distribuție, de golire și de preaplin.

Castelele de apă au rolul de a regla debitul și presiunea apei în rețeaua de distribuție. Se pot realiza cu un singur **r.** sau cu **r.** etajate și se compun din următoarele elemente principale: **r.** (din beton sau metalic); infrastructură (din zidărie, beton, piatră, lemn, metal etc.); instalații aferente.

Înălțimea este multiplu de 2,5 m; forma **r.** se recomandă a fi rotundă.

Dimensionarea stratului de izolație termică se face pe baza calculelor termotehnice, în funcție de temperatura exterioară, materialul

izolant, temperatura apei din rezervor și modul de exploatare.

R. tampon este un **r.** de aer, montat între stația de compresoare și conducta de alimentare, avînd rolul de regulator de debit și de presiune, sau ca acumulator de energie pneumatică. Dimensionarea sa depinde de fluctuațiile de debit și de presiune, calculul efectuîndu-se pentru fiecare caz concret în parte.

REZISTENȚĂ HIDRODINAMICĂ. Rezistență care se produce la deplasarea relativă dintre un corp solid și unul lichid. Aceasta poate fi rezistența la curgerea unui lichid într-o conductă (v. Rezistența în conductă) sau rezistența la înaintare, care apare la mișcarea unui corp solid într-un lichid sau asupra unui corp solid aflat într-un curent lichid. Această rezistență include rezistența de formă, care depinde de forma corpului și rezistența de frecare vîscoasă. Rezistența de frecare propriu-zisă se produce în stratul limită, fiind opusă vitezei și tangențială suprafeței corpului. Rezistența de formă este determinată de neechilibrarea presiunilor pe fața amonte și pe fața aval, în urma desprinderii stratului limită și a formării zonei depresionare din spatele corpului, datorită tot acțiunii forțelor de frecare care au provocat desprinderea stratului limită și care amortizează vîrtejurile ce se formează în spatele corpului. Rezultanta R_x a acestor două rezistențe proiectate pe direcția x a mișcării corpului este numită și *rezistență frontală*. În afară de rezistența frontală R_x, se mai produce o rezistență R_z, numită *portantă*, ca rezultantă a componentelor pe direcția normală la direcția mișcării.

Pentru fluidul perfect în mișcare potențială, rezultanta acțiunii hidrodinamice asupra unui obstacol este dată de teorema Kutta-Jukovski:

$$R_z = \rho \cdot V_\infty \cdot \Gamma,$$

unde: V_∞ este viteza uniformă la distanță mare de corp; ρ — densitatea fluidului; Γ — circulația vitezei pe conturul corpului, $\Gamma = \Phi_c \vec{V} d\vec{r}$. Direcția și sensul rezultantei se obțin, rotind viteza $\vec{V}_\infty$, cu unghiul $\pi/2$ în sensul circulației Γ.

Pentru fluidul vîscos **R.h.** se poate exprima sub forma indicată de Newton:

$$R = C \frac{\rho}{2} \cdot V_0^2 \cdot \Omega$$

în care: V_0 este viteza relativă a corpului față de fluid; Ω — o arie caracteristică a corpului; C — un coeficient de rezistență adimensional, care depinde de forma corpului și de numărul R_e al mișcării.

REZISTENȚA ÎN CONDUCTE. Rezistența care se manifestă la curgerea unui fluid într-o conductă datorită eforturilor de vîscozitate și turbulență și care are ca efect o pierdere de energie în lungul conductei, în sensul mișcării.

R. în c., denumite și rezistențe hidraulice, se împart în: rezistențe și pierderile de energie distribuite în lungul curgerii (liniare sau longitudinale) și rezistențe și pierderile de energie locale. În mod obișnuit, se calculează pierderi de energie specifice (v. Pierderi de presiune; Pierderi de sarcină; Conductă). Pentru calculul pierderilor de energie se utilizează principiul superpoziției pierderilor, după care se admite că anumite tipuri de rezistențe se manifestă independent unele față de altele și mărirea pierderii totale de energie se determină ca o sursă de pierderi pe tronsoane separate în lungul conductei și ca o sursă de pierderi locale.

REZONANȚĂ. Stare a unui sistem fizic, capabil de oscilații proprii, în care acesta efectuează, sub acțiunea unei constrîngeri sinusoidale de amplitudine constantă, oscilații de amplitudine mai mare decît pentru orice frecvență diferită de a constrîngerii.

Sistemul oscilant se numește liniar, dacă mărimile sale liniare satisfac ecuații diferențiale liniare, în care variabilele independente sînt timpul și, eventual, coordonatele sale generale; altfel, sistemul se numește neliniar. **R.** sistemelor liniare se numește **r.** *liniară*, iar **r.** sistemelor neliniare se numește **r.** *neliniară*.

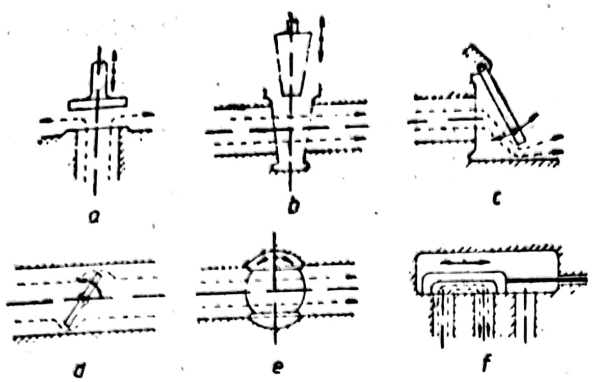
Intrarea în **r.** se poate obține fie menținînd constante frecvențele proprii ale sistemului oscilant și variind frecvența constrîngerii, pînă cînd coincide cu una dintre aceste frecvențe proprii, fie menținînd frecvența constrîngerii și variind frecvențele proprii ale sistemului oscilant, pînă cînd una din ele coincide cu frecvența constrîngerii.

Unul dintre exemplele tipice în care **r.** este dăunătoare și periculoasă este solicitarea la vibrații torsionale a arborelui cotit al unui motor cu ardere internă. Funcționarea în regim de **r.** poate produce ruperi ale arborelui precum și uzuri suplimentare ale fusurilor și cuzineților. Apariția **r.** este semnalată prin trepidația motorului.

ROBINET. Armătură utilizată în sistemele de conducte pentru închiderea sau reglajul debitului fluidelor, la care corpul de închidere, reținere sau reglaj are o mișcare de rotație sau de glisare.

Elementele componente principale ale unui **r.** sînt: a) corpul prevăzut cu capac, cu flanșe de prindere la conductă sau cu ștuțuri de racordare (cînd îmbinarea se face prin sudare), suprafața fixă de închidere (scaun); b) organul de închidere, format din ax, etanșări și elementul mobil de închidere; c) mecanismul de acționare, care asigură deplasarea organului de închidere față de suprafața de așezare (scaun).

Scanned with OKEN Scanner



IFFig. R.124. Tipuri de organe de închidere utilizate la robinete:
a — cu ventil; *b* — cu sertar (vană); *c* — cu clapetă-valvă; *d* — cu clapetă-fluture; *e* — cu cep; *f* — cu sertar de distribuție.

În figura R.124 se arată principalele tipuri de organe de închidere utilizate la **r.** Efectele urmărite prin acționarea **r.** sînt fie de admisie sau de întrerupere a circulației fluidelor, fie de corectare a parametrilor acestora.

Materialele din care sînt executate **r.** trebuie să fie corespunzătoare fluidului respectiv. **R.** se definesc cu ajutorul perechilor de valori ale parametrilor nominali — diametrul (*A*) și presiunea (*B*) — marcate vizibil pe corpurile lor (STAS 7076-82), sub forma Pn B-Dn A. În cazul **r.** la care respectarea sensului de circulație a fluidului este obligatorie pentru buna lor funcționare, marcajul indică acest sens printr-o săgeată. Elementele componente ale **r.** se execută prin turnare sau prin prelucrări mecanice. Prinderea **r.** de conducte se realizează prin asamblări demontabile (flanșe, filet, mufă) sau asamblări nedemontabile (sudură), ultimele fiind preferate sau obligatorii la presiuni și temperaturi ridicate sau cînd se impun condiții de etanșeitate deosebită.

R. de închidere. Transportarea fluidelor prin conducte este permisă sau întreruptă cu ajutorul **r.** de închidere, echipate cu dispozitive de închidere acționate din exterior, de mai multe tipuri:

R. cu sertar (vană). Secțiunile de trecere ale vanei sînt perpendiculare pe direcția de curgere a fluidului. Circulația fluidului este permisă în ambele sensuri. Dispozitivul de închidere este reprezentat de un sertar a cărui deplasare este perpendiculară pe direcția de curgere a fluidului. Sertarul este executat monobloc sau din două discuri independente (Fig. R.125); suprafețele de etanșare ale sertarului sînt fie paralele (sertar paralel), fie înclinate sub un unghi de 5—10° (sertar pană). Soluția de antrenare a sertarului permite realizarea vanei în două variante constructive (Fig. R.126 și R.127):

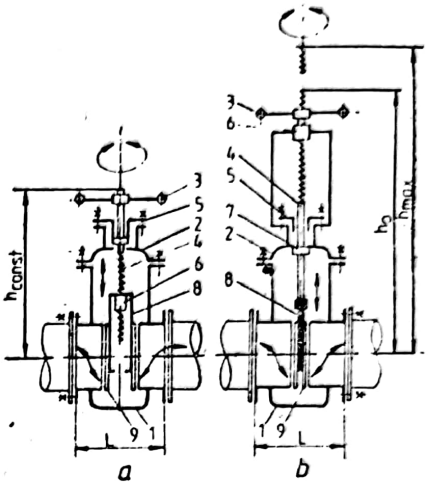


Fig. R.126. Robinete cu sertar cu tija neascendentă (*a*) și ascendentă (*b*):
1 — corp; *2* — capac; *3* — roată de manevră; *4* — tijă; *5* — presgarnitură; *6* — bucșă filetată; *7* — bucșă de ghidare; *8* — sertar; *9* — inel de etanșare.

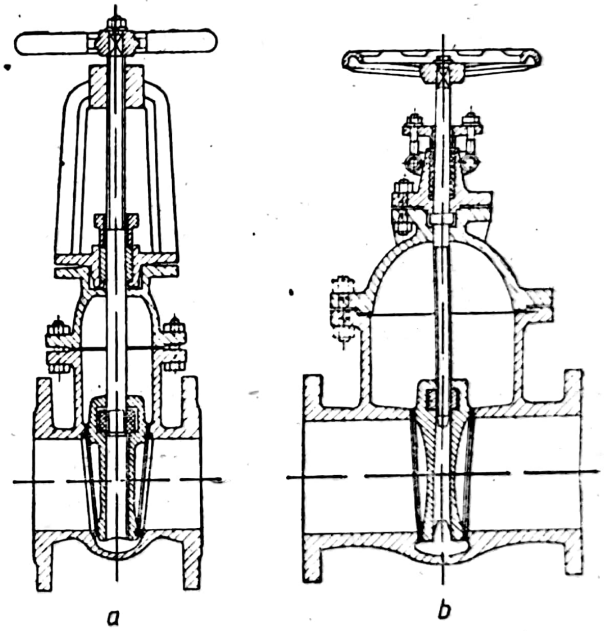


Fig. R.127. Tipuri de robinete cu sertar (vane): *a* — cu tijă ascendentă; *b* — cu tijă neascendentă.

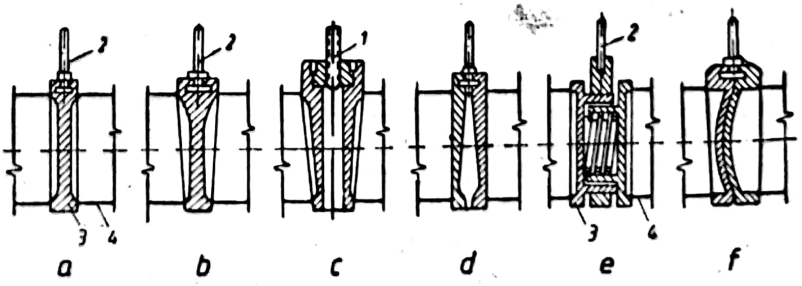


Fig. R.125. Variante constructive ale sertarelor:
a — sertar paralel monobloc; *b*, *c* — sertar-pană monobloc; *d*, *e* — sertar paralel cu discuri independente; *f* — sertar-pană cu discuri independente; *1* — tijă neascendentă; *2* — tijă ascendentă; *3* — sertar; *4* — corpul vanei.

a) Vană cu tija neascendentă, la care mecanismul de închidere imprimă tijei o mişcarea de rotaţie. Utilizarea vanei este permisă pentru fluide necorozive, sub 300°C.

b) Vană cu tija ascendentă, la care pe capac este fixată, în interiorul vanei, o bucşă imobilă. Prin rotire, tija se deplasează faţă de bucşă, antrenînd direct sertarul. Principiul de antrenare face posibilă corelarea poziţiei sertarului cu deplasarea extremităţii superioare a tijei. Datorită acestui fapt vana este folosită ori de cîte ori vizualizarea poziţiei sertarului este oportună în exploatare.

Tipodimensiunile standardizate ale **r.** cu sertar acoperă domeniile Dn 40-Dn 1 200 şi Pn 4-Pn 400, respectiv diametre nominale între 40 şi 1 200 mm şi presiuni nominale între 4 şi 400 bar.

R. cu ventil. Orificiul de trecere al **r.** este plasat într-un plan orizontal sau oblic (Fig. R.128 şi R.129); ambele poziţii impun modificarea corespunzătoare a direcţiei de curgere a fluidului. Dispozitivul de închidere, realizat sub formă de ventil (Fig. R.130), se deplasează perpendicular pe planul orificiului. Tija de antrenare a ventilului are o mişcare ascendentă, porţiunea filetată fiind situată în exteriorul sau în interiorul armăturii (Fig. R.131). Construcţia **r.** permite circulaţia fluidului într-un singur sens. Cazul uzual corespunde sensului pentru care presiunea fluidului la **r.** închis acţionează sub ventil (Fig. R.128);

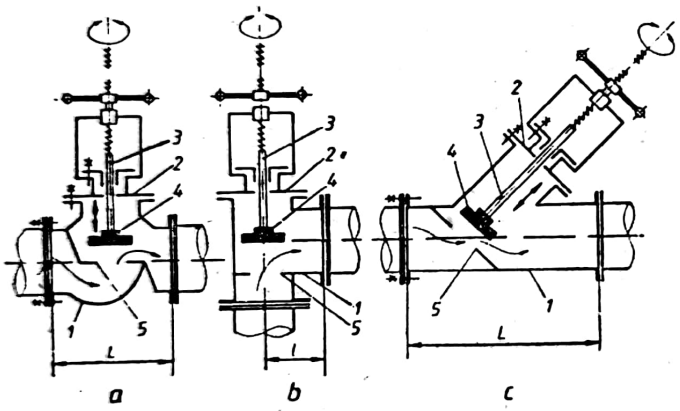


Fig. R.128. Clasificarea robinetelor cu ventil după circulaţia fluidului prin corp:
a — robinet drept (normal); *b* — robinet de colţ; *c* — robinet cu tija înclinată; *1* — corp; *2* — capac; *3* — tijă; *4* — ventil; *5* — scaunul ventilului.

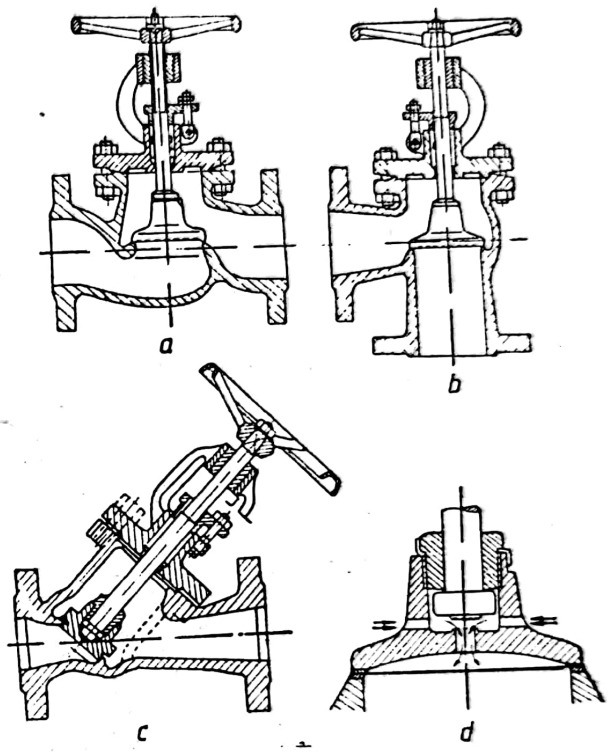


Fig. R.129. Tipuri principale de robinete cu ventil:
a — robinet normal; *b* — robinet de colţ; *c* — robinet special (Koswa); *d* — ventil cu corp de închidere ajutător pentru egalizarea presiunii la deschidere.

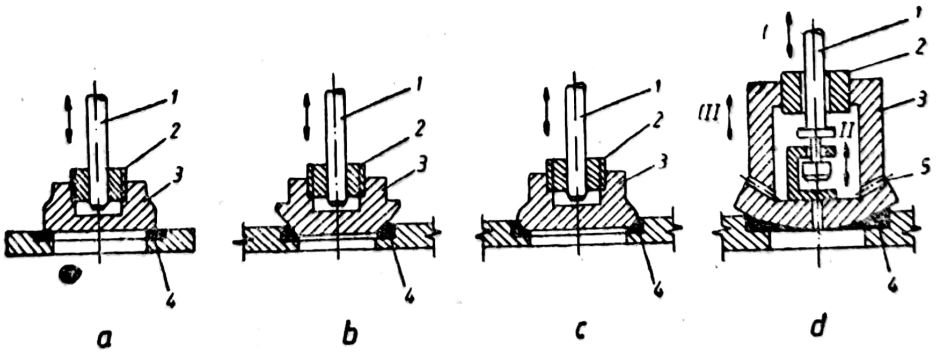


Fig. R.130. Variante constructive ale ventilelor:
a — ventil plan; *b* — ventil conic; *c* — ventil sferic; *d* — ventil sferic cu egalizarea presiunii la deschidere; *1* — tijă; *2* — bucşă de fixare; *3* — ventil; *4* — scaunul ventilului; *5* — orificiu de egalizare; *I, II, III* — ordinea de antrenare a pieselor.

a) Vană cu tija neascendentă, la care mecanismul de închidere imprimă tijei o mişcarea de rotaţie. Utilizarea vanei este permisă pentru fluide necorozive, sub 300°C.

b) Vană cu tija ascendentă, la care pe capac este fixată, în interiorul vanei, o bucşă imobilă. Prin rotire, tija se deplasează faţă de bucşă, antrenînd direct sertarul. Principiul de antrenare face posibilă corelarea poziţiei sertarului cu deplasarea extremităţii superioare a tijei. Datorită acestui fapt vana este folosită ori de cîte ori vizualizarea poziţiei sertarului este oportună în exploatare.

Tipodimensiunile standardizate ale **r.** cu sertar acoperă domeniile Dn 40-Dn 1 200 şi Pn 4-Pn 400, respectiv diametre nominale între 40 şi 1 200 mm şi presiuni nominale între 4 şi 400 bar.

R. cu ventil. Orificiul de trecere al **r.** este plasat într-un plan orizontal sau oblic (Fig. R.128 şi R.129); ambele poziţii impun modificarea corespunzătoare a direcţiei de curgere a fluidului. Dispozitivul de închidere, realizat sub formă de ventil (Fig. R.130), se deplasează perpendicular pe planul orificiului. Tija de antrenare a ventilului are o mişcare ascendentă, porţiunea filetată fiind situată în exteriorul sau în interiorul armăturii (Fig. R.131). Construcţia **r.** permite circulaţia fluidului într-un singur sens. Cazul uzual corespunde sensului pentru care presiunea fluidului la **r.** închis acţionează sub ventil (Fig. R.128);

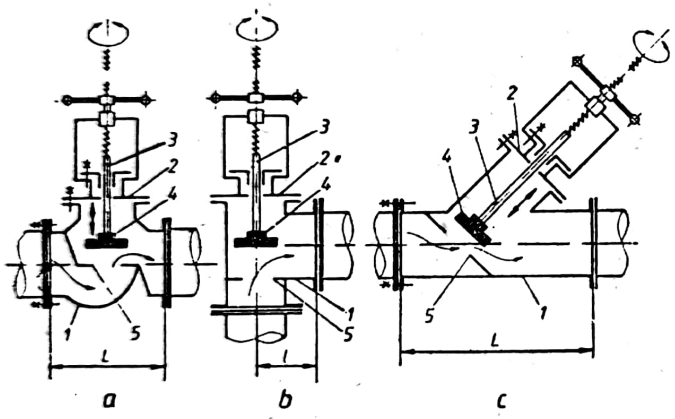


Fig. R.128. Clasificarea robinetelor cu ventil după circulaţia fluidului prin corp:
a — robinet drept (normal); *b* — robinet de colţ; *c* — robinet cu tija înclinată; *1* — corp; *2* — capac; *3* — tijă; *4* — ventil; *5* — scaunul ventilului.

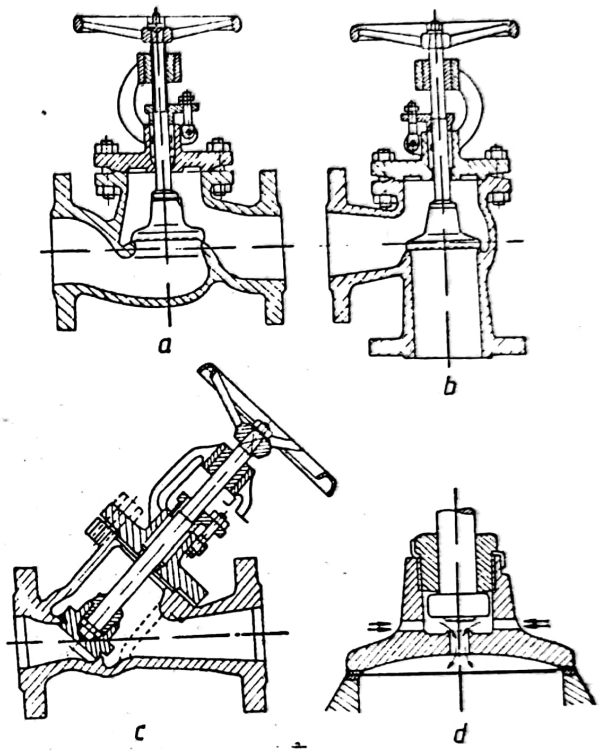


Fig. R.129. Tipuri principale de robinete cu ventil:
a — robinet normal; *b* — robinet de colţ; *c* — robinet special (Koswa); *d* — ventil cu corp de închidere ajutător pentru egalizarea presiunii la deschidere.

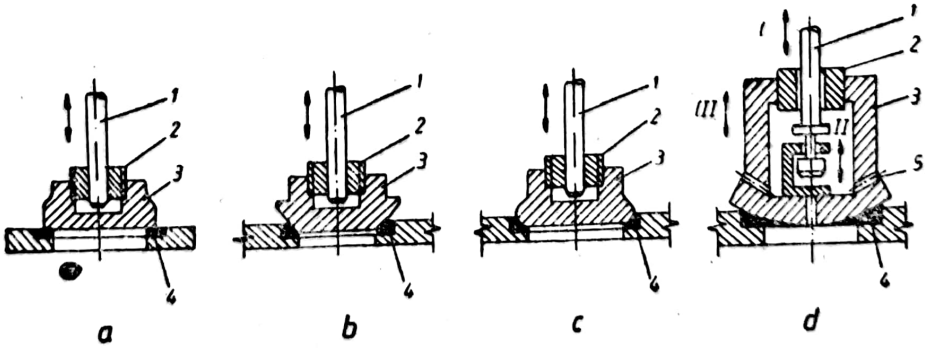


Fig. R.130. Variante constructive ale ventilelor:
a — ventil plan; *b* — ventil conic; *c* — ventil sferic; *d* — ventil sferic cu egalizarea presiunii la deschidere; *1* — tijă; *2* — bucşă de fixare ; *3* — ventil; *4* — scaunul ventilului; *5* — orificiu de egalizare; *I, II, III* — ordinea de antrenare a pieselor.

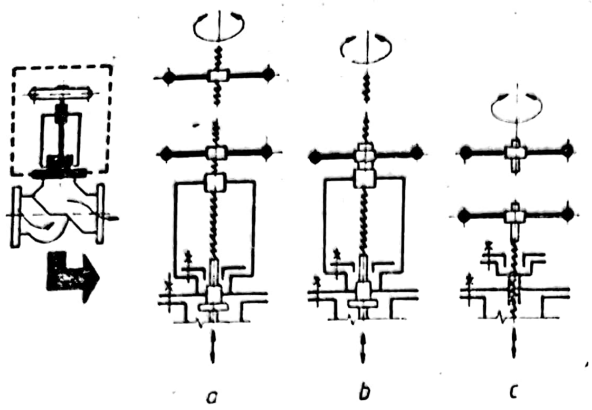


Fig. R.131. Variante de antrenare a tijei ventilului:
a — filet la exterior, cu roată și tijă ascendente; *b* — filet la exterior, cu roată neascendentă și tijă ascendentă; *c* — filet la interior, cu roată și tijă ascendente.

R. de închidere cu ventil sînt standardizate, parametrii lor nominali acoperind domeniile Dn 10-Dn 300 (diametre nominale 10—300 mm) și Pn 16-Pn 400 (presiuni nominale16—400 bar).

Materialele folosite în construcția acestor armături sînt: fonta, oțelul, bronzul. **R.** cu ventil din bronz se întrebuințează, pentru apă (pînă la 10 bar) și abur (pînă la 13 bar), la temperaturi de pînă la 250°C. **R.** din fontă se folosesc pentru lichide cu parametrii sub 25 bar și 100°C și numai în absența coroziunii, eroziunii și vibrațiilor. Pentru gaze, limita de folosire este 12 bar pentru diametre pînă la 200 mm și 8 bar pentru diametre pînă la 300 mm. Temperatura maximă admisibilă pentru **r.** din fontă este 300°C. **R.** din oțel se realizează fie prin turnare, fie prin forjare și găurire. Pentru temperaturi și presiuni ridicate sînt indicate **r.** din oțeluri aliate, iar în unele cazuri din oțeluri austenitice.

R. cu cep. Dispozitivul de închidere este reprezentat de un cap, deplasabil prin rotire,

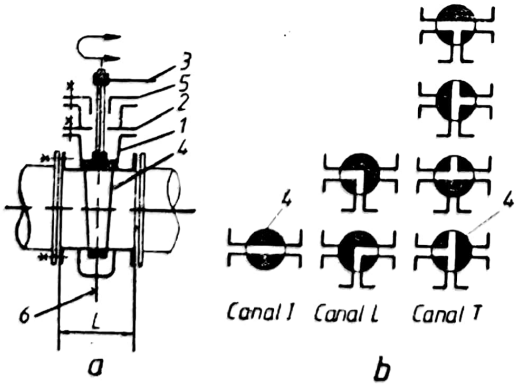


Fig. 132. Elementele componente ale robinetului cu cep (*a*) și variante de circulație a fluidului prin corp (*b*):
1 — corp; *2* — capac; *3* — cheie de acționare; *4* — cep; *5* — presgarnitură; *6* — șurub de presare.

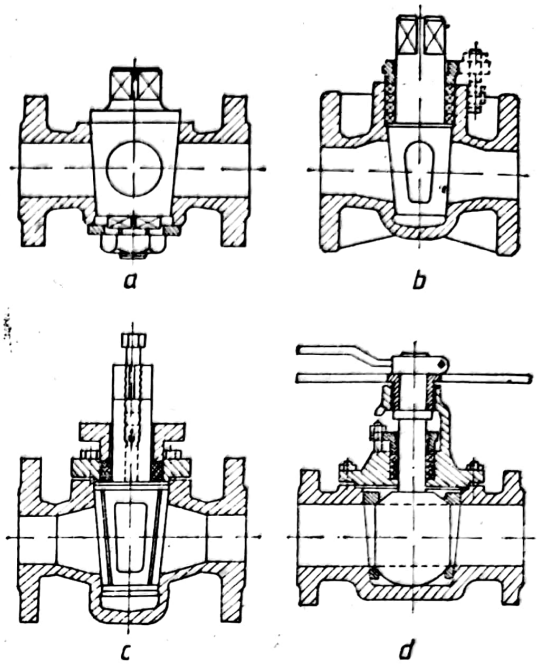


Fig. R.133. Tipuri de robinete cu cep:
a — cu cep fără garnitură de etanșare; *b* — cu cep cu presgarnitură de etanșare; *c* — cu cep de ungere sub presiune; *d* — cu corp de închidere sferic.

realizat pentru două sau trei căi de circulație a fluidului (Fig. R.132 și R.133). Cepul se execută din fontă sau bronz, cu o conicitate de 1/6. Domeniul standardizat acoperă Dn 15-Dn 150 pentru Pn 10.

În figura R.133, *a* este prezentat un **r.** cu cep fără garnitură de etanșare, iar în figura R.133, *b* cu presgarnitură de etanșare. În exploatare, **r.** se pot gripa cînd sînt acționate la intervale mari de timp. Pentru evitarea acestui fenomen, printre alte metode folosite, se aplică pe suprafața de contact o unsoare adecvată care ajută și la o mai bună etanșare. În figura R.133, *c* este prezentat un **r.** cu cep la care unsoarea se introduce sub presiune cu ajutorul unui șurub care are rol de piston. Acest tip de **r.** cu canale de ungere poate fi folosit la presiuni de pînă la 100 bar și diametre de pînă la 500 mm. În figura R.133, *d* este prezentat un **r.** la care corpul de închidere este sferic, iar suprafețele de etanșare circulare pe două calote sferice.

R. cu etanșare specială. Armăturile care intră în contact cu fluide agresive trebuie executate din materiale rezistente la coroziune. Pentru cazurile în care se cere o etanșare deosebită se folosesc **r.** de închidere cu ventil echipate cu membrane elastice (Fig. R.134 și R.135). În general, **r.** cu etanșare specială se utilizează pentru Dn 20-Dn 200 cu Pn 10. În figura R.135, *c* și *d*, se prezintă o armătură de reținere cu membrană de cauciuc, folosită la lichide și gaze pînă la 8 bar și diametre între 40 și 700 mm.

Scanned with OKEN Scanner

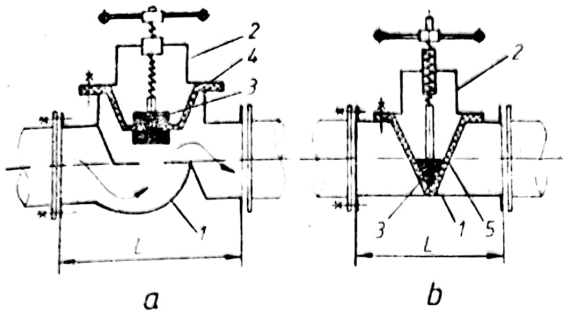


Fig. R.134. Robinet de închidere cu membrană pentru etanşare (*a*) şi pentru închidere şi etanşare (*b*):
1 — corp; *2* — capac; *3* — ventil; *4* — membrană elastică de etanşare; *5* — membrană elastică penru închidere şi etanşare.

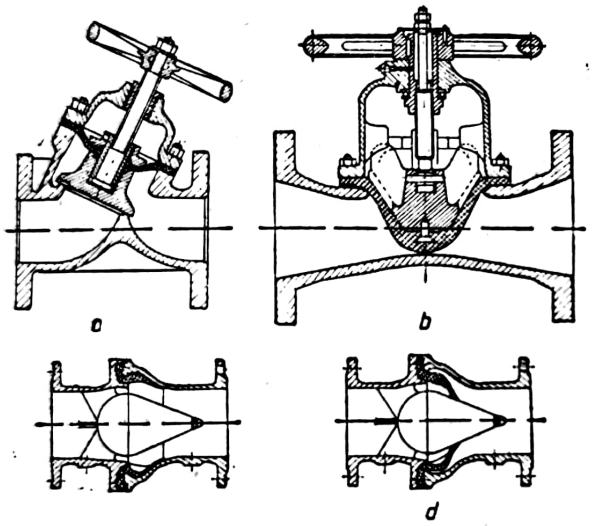


Fig. R.135. Robinete speciale cu membrană elastică:
a — ventil cu membrană de etanşare; *b* — ventil cu membrană de închidere şi etanşare; *c*, *d* — armătură de reţinere cu membrană de cauciuc.

R. de reglare. Serveşte la reglarea debitului de fluid. Principiul de funcţionare al unui astfel de **r.** este prezentat în figura R.136 *a*: tija servomotorului se deplasează (H) sub acţiunea semnalului de comandă (x_c); această deplasare antrenează dispozitivul de reglare şi determină schimbarea secţiunii de trecere, ceea ce face ca, sub efectul strangulării, să se producă o pierdere de presiune în **r.** (Fig. R.136, *b*). Căderea de presiune (Δp) conduce la modificarea debitului de fluid ($Q \simeq \Delta p^{0.5}$).

Diversele variante constructive ale **r.** realizează curse rectilinii (H) sau unghiulare (φ). Caracteristicile hidraulice ale acestor **r.**, stabilite prin profilarea corespunzătoare a dispozitivelor de reglare, corelează debitul vehiculat Q cu gradul său de deschidere H sau φ, după

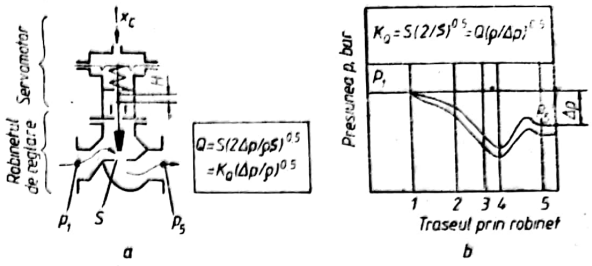


Fig. R.136. Schema de principiu a robinetului de reglare (*a*) şi variaţia presiunii în zona strangulării (*b*):
1 — intrarea în robinet; *2*, *3* — intrarea respectiv, ieşirea din sistemul de strangulare; *4* — zona de contractare maximă a vînei de fluid; *5* — ieşirea din robinet; S — secţiunea de trecere [m²]; Δp — pierderea de presiune [bar]; ρ — densitatea fluidului [kg/dm³]; ξ — coeficientul pierderilor locale de presiune; Q — debitul reglat [m³/h].

caz, sub forma $Q=Q[H(x_c)]$ şi, respectiv, $Q=Q[\varphi(x_c)]$.

R. de reglare cele mai utilizate sînt **r.** cu ventile de reglare şi, într-o măsură mai mică, **r.** cu clapete de reglare. Mărimile caracteristice ale unui organ de reglare sînt următoarele:

— Debitul specific K_v, mărime care reprezintă debitul Q [m³/h] de lichid cu densitatea (de exemplu pentru apă) $\rho_r=1\,000$ kg/m³ şi viscozitatea cinematică $\nu_0=10^{-6}$ m²/s, care la trecerea prin **r.** determină o pierdere de presiune $\Delta p_r=1$ bar. Determinarea mărimii K_v la parametrii de mai sus se face cu relaţia:

$$K_v=Q\sqrt{\frac{\rho_r}{\Delta p}}\ \ [\mathrm{m^3/h}];$$

pentru o anumită stare a fluidelor se obţine:

$$K_v=Q\sqrt{\frac{\Delta p_r}{\Delta p}}\sqrt{\frac{\rho}{\rho_r}}=\frac{Q}{\sqrt{1\,000}}\sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}\ \ [\mathrm{m^3/h}],$$

în care Q este debitul de fluid care trece prin **r.** [m³/h]; ρ — densitatea fluidului [kg/m³]; Δp — pierderea de presiune în **r.** [bar].

— Debitul specific $K_{v\,100}$, mărime care se referă la un **r.** care este deschis la cursa nominală. În cazul **r.** cu clapetă de reglare se definesc analog cu K_v şi $K_{v\,100}$ mărimile specifice φ şi φ_{100} care reprezintă unghiul de rotaţie al clapetei.

La un **r.** de reglare se defineşte curba caracteristică a *r.* care reprezintă dependenţa debitului Q de cursa organului de reglare H.

R. de reglare cu ventil. Profilarea ventilului permite obţinerea unei curbe caracteristici de formă liniară sau logaritmică. Seria constructivă acoperă plaja $K_v=0{,}1\cdots1\,300$ m³/h, valoarea debitului specific fiind dependentă de

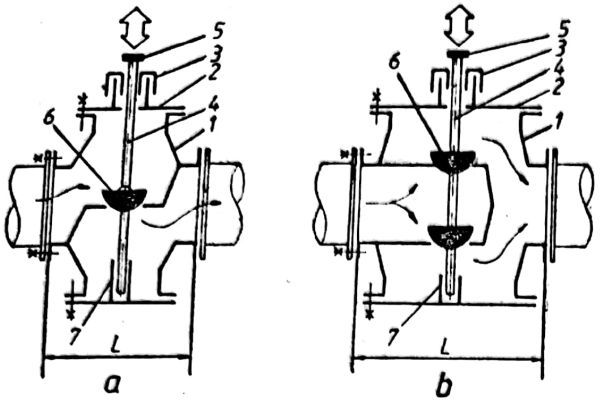


Fig. R.137. Robinet de reglare cu ventil cu unul (*a*) şi două scaune (*b*):
1 — corp; *2* — capac; *3* — presgarnitură; *4* — tijă de acţionare; *5* — zonă de cuplare a servomotorului; *6* — ventil; *7* — ghidaj inferior.

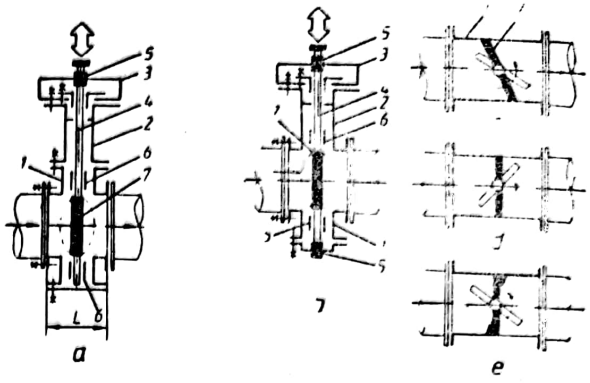


Fig. R.138. Robinet de reglare cu clapetă fluture cu unul (*a*) şi două lagăre de rostogolire (*b*) şi poziţiile extreme ale clapetei-înclinate (*c*), de trecere (*d*) şi opritoare (*e*): *1* — corp; *2* — capac; *3* — suportul servomotorului; *4* — tijă de antrenare; *5* — lagăr de rostogolire; *6* — lagăr de alunecare; *7* — clapetă fluture.

diametrul nominal al **r.**, de numărul şi diametrul scaunelor acestuia. Tija de antrenare a ventilului este acţionată cu servomotor (pneumatic, electric, hidraulic) şi/sau manual. La **r.** cu Dn 40 tija este ghidată în partea sa inferioară pentru a menţine centrarea ventilului faţă de scaun pe întreaga lungime a cursei. Construcţia armăturii impune curgerea fluidului într-un singur sens, cu două sau trei căi de circulaţie. Corpul său, drept sau de colţ, are forma adaptată numărului de scaune cu care acesta este echipat (Fig. R.137).

R. cu un scaun. De regulă, circulaţia fluidului este permisă în sensul în care presiunea acţionează deasupra ventilului atunci cînd **r.** este închis.

R. cu două scaune. Construcţia armăturii divizează fluxul de fluid. Atunci cînd **r.** este închis, circulaţia fluidului asigură acţionarea presiunii simultan asupra celor două ventile, dar în sensuri diferite, ceea ce conduce la echilibrarea forţelor hidraulice. Această posibilitate de echilibrare face oportună utilizarea **r.** pentru Dn 100. **R.** asigură căderi mari de presiune superioare celor realizate cu un singur scaun, pentru un acelaşi servomotor.

R. de reglare cu ventil realizate în ţara noastră acoperă domeniile Dn 15-Dn 400 şi Pn 40-Pn 160.

R. de reglare cu clapetă fluture. Dispozitivul de reglare se execută sub formă de clapetă care basculează pe axa tijei de antrenare. Tija este prevăzută cu două lagăre de alunecare şi unul sau două lagăre de rostogolire (Fig. R.138). Forma şi cursa clapetei asigură o curbă caracteristică de formă parabolică, **r.** acoperind valori ale debitului specific cuprinse în plaja $K = 150 \cdots 26\,000$ m³/h. **R.** sînt standardizate în domeniul Dn 80-Dn 1400, cu Pn 6-Pn 40.

R. de reţinere. Aceste armături controlează circulaţia unidirecţională a fluidelor prin conducte. **R.** sînt echipate cu dispozitive de reţinere acţionate de fluid. Poziţia dispozitivelor este normal închisă; circulaţia fluidelor provoacă deschiderea **r.** numai dacă sensul de curgere corespunde celui normal.

R. de reţinere cu clapetă. **R.** se deschide prin bascularea unei clapete (Fig. R.139). **R.** cu clapetă sînt standardizate pentru Dn 40-Dn 600 şi Pn 6-Pn 160.

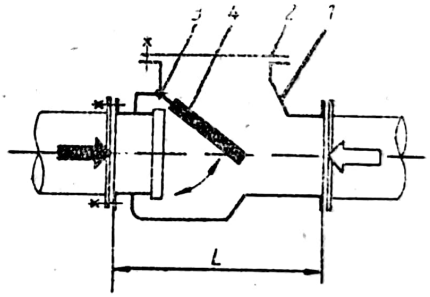


Fig. 139. Robinet de reţinere cu clapetă:
1 — corp; *2* — capac; *3* — bolţ; *4* — clapetă de reţinere.

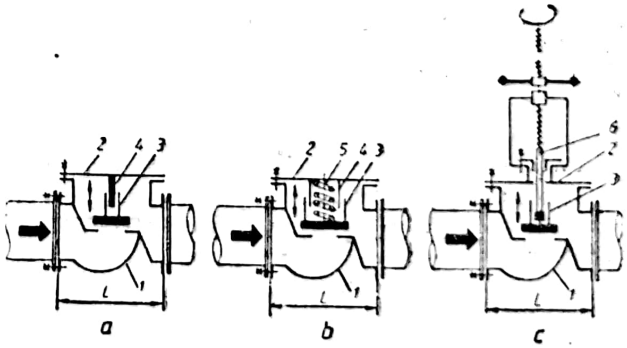


Fig. R.140. Robinet de reţinere cu ventil:
a — ventil liber; *b* — ventil cu arc de închidere; *c* — ventil de limitare a cursei; *1* — corp; *2* — capac; *3* — ventil de reţinere; *4* — ghidaj; *5* — arc de închidere; *6* — tijă de limitare a cursei reglabile.

R. de reţinere cu ventil. Acţionarea fluidului sub ventil asigură deschiderea r. Cursa ventilului este controlată cu ajutorul dispozitivelor de ghidare sau de limitare aflate în dotarea r. (Fig. R.140); cursele libere (*a*) şi cele cu limitare (*c*) impun montarea r. numai în poziţia orizontală. R. de reţinere cu ventil sînt standardizate pentru Dn 10-Dn 400 şi Pn 6-Pn 400.

ROOTS (Compresor). Compresor rotativ, prevăzut cu două rotoare profilate, avînd fiecare 2—3 lobi, care sînt rotite sincronizat în sensuri opuse (v. Compresor). Este utilizat pentru realizarea unor suprapresiuni mici (sub 3 bar).

ROTAMETRU. Aparat destinat măsurării debitului de fluid care curge printr-o conductă. (v. Debitmetru; Măsurarea debitelor).

ROUĂ (Temperatură de). Temperatura la care încep să condenseze vaporii de apă, din aerul umed sau gazele arse umede, în cazul răcirii lor la presiune constantă (p_v=const.); p_v este presiunea parţială a vaporilor din aerul umed sau gazele arse umede. Dacă p_g este presiunea aerului uscat sau a gazelor arse uscate atunci presiunea (p) a aerului umed sau a gazelor arse umede se exprimă:

$$p=p_g+p_v.$$

Conţinutul de vapori de apă al aerului umed sau gazului umed, numit şi raport de amestec, este definit prin:

$$X=\frac{m_v}{m_g}=\frac{M_g}{M_v}\cdot\frac{p_v}{p-p_v}$$

[kg vapori/kg gaz uscat],

în care: m_v este masa vaporilor; m_g — masa gazului sau aerului uscat; M_g şi M_v — masele molare ale gazului sau aerului uscat şi respectiv vaporilor.

Din relaţia lui x se constată că pentru p_v= =const, rezultă x=const.

Variaţia de stare a vaporilor de apă din aerul sau gazul umed în cursul răcirii pînă la temperatura (punctul) de r. este dată în figura R.141, în care T este temperatura aerului sau gazului umed. Vaporii din aer sau gaz, avînd starea dată de T şi p_v, se răcesc la p_v=const (transformarea s-*r*) şi în punctul *r* se atinge starea de saturaţie a vaporilor la care începe condensarea lor. Temperatura σ_r poartă denumirea de *temperatură de* r. La o scădere în continuare a temperaturii, de exemplu, de la σ_r la σ_r' o parte din vapori condensează, presiunea parţială a vaporilor scade de la p_v la p_v' şi, respectiv, conţinutul de vapori scade de la x la x' $\left(x'=\frac{M_g}{M_v}\frac{p_v'}{p-p_v'};\ p_v'-p_v=\Delta p\right)$,

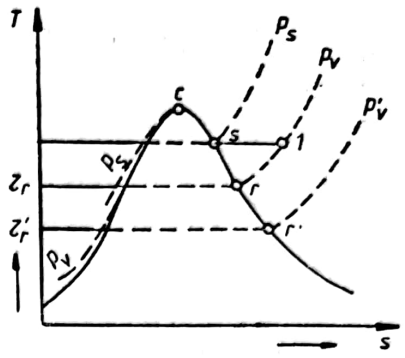


Fig. R.141. Diagrama *T*—*s* a vaporilor.

iar starea vaporilor conţinuţi în aerul sau gazul umed trece din *r* în *r'* (Fig. R.141).

Dacă în gazul sau aerul umed conţinînd vapori de apă de starea 1 se introduce o cantitate suplimentară de vapori (sau apă care se evaporă) la temperatură constantă (T=const), atunci presiunea parţială a vaporilor creşte de la p_v pînă la p_s (transformarea s-*s*) respectiv pînă la starea de saturaţie a vaporilor. În această stare, aerul sau gazul este saturat cu vapori de apă. Aerul sau gazele prezintă proprietatea că nu pot îngloba umiditate în stare de vapori decît pînă cînd presiunea parţială a vaporilor devine egală cu presiunea de saturaţie (p_s). Orice cantitate de vapori de apă introdusă în exces va condensa, prezentîndu-se în stare lichidă (ceaţă).

Umiditatea relativă a aerului sau gazului umed este definită prin raportul: $\varphi=p_v/p_s$. Penttu $p_v=p_s$, se obţine $\varphi=1$ sau 100 % şi, deci, vaporii conţinuţi sînt saturaţi, iar aerul sau gazul umed poartă denumirea de aer sau gaz umed saturat.

Temperatura punctului de r. σ_r este dată în tabelele de apă şi abur ca temperatură de saturaţie la presiunea p_v, sau se poate determina din diagrama entalpie-conţinut de umiditate (H-x) a aerului umed sau gazului umed, în care σ_r este izoterma ce trece prin punctul de intersecţie al curbei φ=100 % cu linia de x=const (Fig. R.142).

Experimental, temperatura de r. se determină printr-o serie de metode, dintre care se menţionează:

— Metoda absorbţiei, ce determină conţinutul de vapori de apă şi respectiv temperatura de rouă, prin trecerea unui volum de gaz umed printr-o substanţă absorbantă (anhidridă fosforică, clorură de calciu etc.);

— Metoda condensării umidităţii pe o placă şlefuită (oglindă) răcită pe una din feţe, prin care se determină temperatura de r. pe cale optică cu ajutorul unui fascicul de lumină reflectat pe placa şlefuită a cărei putere de reflexie este modificată de apariţia condensatului, înregistrarea temperaturii efectuîndu-se prin

Scanned with OKEN Scanner

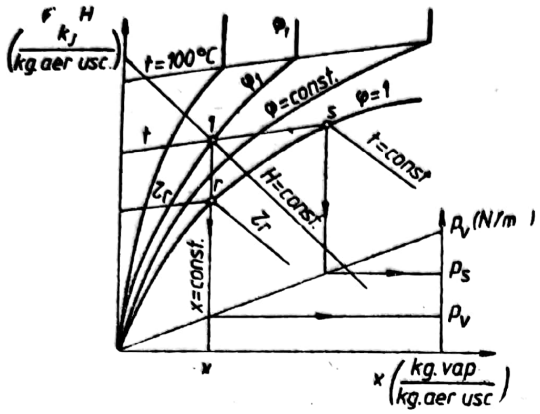


Fig. R.142. Diagrama H—x a aerului sau a gazului umed pentru $p=p_g+p_v=760$ mm Hg.

intermediul unei celule fotoelectrice. Ultimele tipuri de aparate de acest fel utilizează efectul Péltier pentru răcirea plăcii șlefuite;

— Determinarea stării higrometrice a aerului cu ajutorul higrometrelor care pot fi: cu fir de păr, cu rezistență electrică, electrolitic cu difuziune, optic, ultraspectral, cu microunde etc.

—Metoda electrică, prin închiderea unui circuit electric la apariția primelor picături de lichid între două plăci metalice;

— Metoda psihrometrică, bazată pe citirea temperaturii a două termometre: termometru umed și termometru uscat.

Temperatura de r. prezintă importanța deosebită în diferite procese termice. Astfel, în procesele de uscare trebuie evitată scăderea temperaturii agentului de uscare (aer cald sau gaze de ardere) sub temperatura σ_r pentru ca materialul supus uscării să nu fie umidifat din nou.

În procesele de combustie, la care fenomenul de coroziune al gazelor arse este legat de apariția condensării vaporilor de apă pe care îi conțin, este necesar, de asemenea, evitarea răcirii gazelor sub valoarea σ_r. Temperatura σ_r a gazelor de ardere depinde de compoziția combustibilului, în speță de raportul carbon-hidrogen, raport ce condiționează cantitatea de vapori din gazele arse. De asemenea, depinde de conținutul de sulf al combustibilului și de natura cenușii. Astfel, conținutul de SO_3 din gazele arse ridică temperatura σ_r, provocînd apariția condensării vaporilor la temperaturi mai mari, deoarece acidul sulfuric format prin reacția $SO_3+H_2O=SO_4H_2$ reduce considerabil tensiunea vaporilor saturați (p_s). Fenomenul începe prin oxidarea sulfului din combustibil în trioxid de sulf — reacție pentru care necesarul de oxigen este neglijabil. De aceea, în procesele de uscare cu gaze de ardere este recomandabil să se evite excesul mare de aer, în scopul reducerii temperaturii gazelor calde și să utilizeze metoda recirculării gazelor evacuate, de temperatură scăzută, ceea ce contribuie și la mărirea economicității sistemului.

RUMFORD; Benjamin. Fizician american (1753—1814). În 1798, a efectuat prima încercare de determinare a echivalentului caloric al lucrului mecanic.

GLOSAR

O

OALĂ DE CONDENSAT [CONDENSING VESSEL; KONDENSTOPF; PURGEUR DE VAPEUR; КОНДЕНСАЦИОННЫЙ ГОРШОК] 5
— Oale de condensat cu funcţionare intermitentă
— Oale de condensat cu funcţionare continuă
— Elemente de calcul
OCTAN [OCTANE; OKTAN; OCTANE; ОКТАН] 7
OCTANICĂ (Cifră) [OCTANE NUMBER; OKTANZAHL; INDICE D'OCTANE; ОКТАНОВОЕ ЧИСЛО] 7
OGLINDA CILINDRULUI [WORKING SURFACE OF THE CYLINDER; ZYLINDER-GLEITFLÄCHE; SURFACE ACTIVE DU CYLINDRE; ЗЕРКАЛО ЦИЛИНДРА] 7
ONCTUOZITATE [LUBRICATING CAPACITY; SCHMIERFÄHIGKEIT; ONCTUOSITÉ; ЛИПКОСТЬ] 8
ORSAT [ORSAT; ORSAT; ORSAT; ОРСАТ] 8
OSMOZĂ [OSMOSIS; OSMOSE; OSMOSE; ОСМОС] 8
OTTO, Nikolaus 9
OTTO (Motor) [OTTO ENGINE; OTTO MOTOR; MOTEUR OTTO; ДВИГАТЕЛЬ ОТТО] 9
OXIDARE [OXIDATION; OXIDATION; OXYDATION; ОКИСЛЕНИЕ] 9
OXIGEN [OXIGEN; SAUERSTOFF; OXYGENE; КИСЛОРОД] 9

P

PALETĂ [BLADE; FLUGEL; PALETTE; ЛОПАТКА] 10
PALIER [LEVEL; WELLENLAGER; PALIER; КОРЕННОЙ ПОДШИПНИК] . 10
PANOU RADIANT [RADIATION PANEL; STRAHLUNGSWAND; PANNEAU RADIANT; ПАНЕЛЬ ЛУЧИСТОГО ОБОГРЕВА] 11
— Panou radiant cu perete
— Panou radiant plat
— Panou radiant cu aripi
— Panou radiant cu gaze
— Panou radiant electric
PARAFINĂ [PARAFINE; PARAFIN; PARAFINE; ПАРАФИН] 12
PARAMETRI CRITICI [CRITICAL PARAMETERS; KRITISCHE KENNWERTE; PARAMÈTRES CRITIQUES; КРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ] 12
PARASCÎNTEI [SPARK ARRESTER; FUNKENFÄNGER; PARE-ÉTINCELLES; ИСКРОУДЕРЖАТЕЛЬ] 12
PARSONS, Charles 13
PARTICIPAŢIE MASICĂ [MASSIC RATIO; MASSENANTEIL; PARTICIPATION MASSIQUE; МАССОВАЯ ДОЛЯ] 13
PARTICIPAŢIE MOLARĂ [MOLAR RATIO; MOLLARANTEIL; PARTICIPATION MOLLAIRE; МОЛЯРНАЯ ДОЛЯ] 13
PARTICIPAŢIE VOLUMICĂ [VOLUMIC RATIO; VOLUMENANTEIL; PARTICIPATION VOLUMIQUE; ОБЪЁМНАЯ ДОЛЯ] 14
PASCAL (Unitate de măsură) [PASCAL (MEASURE UNIT); PASCAL (MESSEINHEIT); PASCAL (UNITÉ DE MESURE); ПАСКАЛ (ЕДИНИЦА ИЗМЕРЕНИЯ)] 14
PASCAL, Blaise 14
PASIVITATE [PASSIVITY; PASSIVITÄT; PASSIVITÉ; ПАССИВНОСТЬ] . . 14
PASUL CILINDRILOR [CYLINDER PITCH; ZYLINDERABSTAND; PAS DES CILINDRES; ШАГ ЦИЛИНДРОВ] 14

Scanned with OKEN Scanner

PĂCURĂ [FUEL OIL; ROHÖL; MAZOUT; МАЗУТ] 15
PELTIER (Efect) [PELTIER (EFFECT); PELTIER (EFFEKT); PELTIER (EFFECT); ПЕЛТЬЕ (ЭФФЭКТ)] 15
PENETRAŢIA JETULUI [JET PENETRATION; DURCHSCHLAGSKRAFT DES EINSPRITZSTRAHLES; PÉNÉTRATION DU JET; ПРОНИКАНИЕ СТРУИ] 16
PENTAN [PENTANE; PENTAN; PENTANE; ПЕНТАН] 16
PERACIZI [PERACIDS; PERSÄURE; PERACIDES; ПЕРКИСЛОТЫ] 16
PERETE TUBULAR [TUBE WALL; ROHRWAND; MUR TUBULAIRE; ТРУВЪАСТАЯ СТЕНА] 16
PERFORMANŢE [POWER PARAMETERS; LEISTUNGEN; INDICES DE PERFORMANCES; КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ] 16
— Motoar cu ardere internă
— Cazane de abur
— Turbine cu abur
— Condensatoare pentru turbine cu abur
— Centrale termoelectriec
PERIMETRU UDAT [WETT PERIMETER; BENETZTER UMFANG; PÉRIMÈTRE MOUILLÉ; ПОЛИТАЯ ОКРУЖНОСТЬ] 20
PERNA DE ABUR [STEAM CUSHION; DAMPFKISSEN; COUSSIN DE VAPEUR; ПАРОВАЯ ПОДУШКА] 21
PERRIN, Jean 21
PETROL LAMPANT [KEROSENE; KEROSIN; PÉTROLE LAMPANT; КЕРОСИН] 21
PFUND [PFUND; PFUND; PFUND; АНГЛИЙСКИЙ ФИНТ] 21
pH (Indice) [pH (NUMBER); pH (ZAHL); INDICE DE pH; ИЗМЕРИТЕЛЬ pH] 21
PIERDERE [LOSS; VERLUST; PERTE; ПОТЕРЯ] 22
— Pierderi de energie
— Pierderi de sarcină
— Pierderi de presiune
— Pierderi de ventilaţie
— Pierderi de debit
— Pierderi de viteză
— Pierderi mecanice ale motoarelor cu ardere internă
PILĂ DE COMBUSTIE [COMBUSTION CELL; ATOMBRENNER; PILE DE COMBUSTION; ТОПЛИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ] 27
PILA TERMOELECTRICĂ [THERMOELECTRIC CELL; THERMOELEKTRISCHE PILE; PILE THERMOÉLÉCTRIQUE; ТЕПЛОЭЛЕМЕНТ] 31
— Effect Seebeck
PIROLIZĂ [PYROLISIS; PYROLYSE; PIROLYSE; ПИРОЛИЗ] 32
PIROMETRU [PYROMETER; PYROMETER; PYROMÈTRE; ПИРОМЕТР] . . 33
— Pirometre optice
— Pirometre Wanner
— Pirometre cu radiaţie totală
PISTON [PISTON; KOLBEN; PISTON; ПОРШЕНЬ] 33
— Pistoane pentru motoare cu ardere internă
— Pistoane pentru compresoare
— Pistoane pentru maşini cu abur
— Calculul pistoanelor
— Materiale pentru pistoane
PITOT, Henry 41
PITOT (Tub) [PITOT (TUBE); PITOT MESSROHR; TUBE PITOT; ТРУБКА ПИТО] 41
PLANK, Max 41
PLANK (Legea lui) [PLANK'S LAW; PLANK'SCHES GESETZ; LOI DE PLANK; ЗАКОН ПЛАНКА] 41
PLASMĂ [PLASMA; PLASMA; PLASMA; ПЛАЗМА] 42
PLASTIFIERE [PLASTICIZING; PLASTIFIZIEREN; PLASTIFICATION; ПЛАСТИФИКАЦИЯ] 44
PLUTONIU [PLUTONIUM; PLUTONIUM; PLUTONIUM; ПЛУТОНИЙ] . . . 44
PNEUMATIC [PNEUMATIC; PNEUMATISCH; PNEUMATIQUE; ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ] 45
POISE [POISE; POISE, POISE; ПОЙЗ] 45

Scanned with OKEN Scanner

POLIMERI [POLYMERS; POLYMERE; POLYMERS; ПОЛИМЕРЫ] 45
POLITROPĂ [POLYTROPIC CURVE; POLYTROPE KURVE; POLYTROPE; ПОЛИТРОПА] 45
POLUARE [POLLUTION; UMWELTVERSEUCHUNG; POLLUTION; ЗАГРЯЗНЕНИЕ] 46
— Produşi poluanţi
— Geneza principalelor emisii poluante
— Poluare chimică
— Poluare sonoră
— Poluare termică
POMPAJ (Diagramă de) [PUMPING DIAGRAMM; PUMPDIAGRAM; DIAGRAME DE POMPAGE; ДИАГРАММА НАКАЧИВАНИЯ] 51
POMPAJ (La turbomaşini) [PUMPING (TURBOENGINES); PUMPEN (BEI TURBOMASCHINEN); POMPAGE (TURBOMACHINES); ОТКАЧКА (ДЛЯ ТУРБОМАШИН)] 52
POMPAJ DE ULEI AL SEGMENŢILOR [RINGS OIL PUMPING; PUMPWIRKUNG DER KOLBENRINGE; POMPAGE DE L'HUILE DES SEGMENTS; МАСЛЯНАЯ ПОДАЧА КОЛЬЦОВ] 53
POMPARE [PUMPING; PUMPEN; POMPAGE; НАКАЧКА] 53
POMPĂ [PUMP; PUMPE; POMPE; НАСОС] 53
POMPĂ DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL [FUEL FEED PUMP; BRENNSTOFF SPEISEPUMPE; POMPE D'ALIMENTATION À COMBUSTIBLE; ПИТАТЕЛЬНЫЙ НАСОС ГОРЮБИМ] 53
POMPĂ DE APĂ [WATER PUMP; WASSERPUMPE; POMPE À EAU; ВОДЯНОЙ НАСОС] 59
POMPĂ DE BALEIAJ [SCAVENGING PUMP; SPÜLPUMPE; POMPE DE BALAYAGE; ПРОДУВОЧНЫЙ НАСОС] 60
POMPĂ DE CĂLDURĂ [HEAT PUMP; WÄRMEPUMPE; POMPE À CHALEUR; ТЕПЛОВОЙ НАСОС] 61
— Pompe de căldură cu comprimare mecanică de vapori
— Pompe de căldură cu comprimare mecanică de gaze
— Pompe de căldură cu absorbţie
— Pompe de căldură cu ejecţie
— Pompe de căldură termoelectrice
— Pompe de căldură aer-aer
— Pompe de căldură aer-apă şi apă-aer
— Pompe de căldură apă-apă
— Pompe de căldură soare-apă
— Pompe de căldură pămînt-apă
— Pompe de căldură industriale
— Pompe de căldură reversibile
— Pompe de căldură bivalente
POMPĂ DE INJECŢIE [INJECTION PUMP; EINSPRITZPUMPE; POMPE D'INJECTION; НАСОС ФОРСУНКА] 70
— Pompe de injecţie individuale
— Pompe injector
— Pompe de injecţie în linie
— Pompe de injecţie cu element unic de refulare şi distribuitor rotativ
— Pompe de injecţie cu piston-sertar şi element separator
POMPĂ DE UNGERE [LUBRICATING PUMP; SCHMIERPUMPE; POMPE DE GRAISSAGE; СМАЗОЧНЫЙ НАСОС] 78
POMPĂ DE VID [VACUUM PUMP; VACUUMPUMPE; POMPE À VIDE; ВАКУУМНЫЙ НАСОС] 79
POTENŢIAL TERMODINAMIC [THERMODINAMIC POTENTIAL; THERMODINAMISCHE POTENTIAL; POTENTIEL THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ] 80
PRAF [DUST; STAUB; POUSSIÈRE; ПОРОШОК] 81
PRANDTL (Criteriul) [PRANDTL (CRITERION); KRITERIUM VON PRANDTL; CRITERIUM DE PRANDTL; КРИТЕРИЙ ПРАНДТЛА] 81
PREAPLIN [OVERFLOW; ÜBERLAUF; TROP-PLEIN; ПЕРЕЛИВ] 82
PREÎNCĂLZIRE [PREHEATING; VERHEIZUNG; RÉCHAUFFAGE; ПОДОГРЕВ] 82

Scanned with OKEN Scanner

— Preîncălzirea aburului
— Preîncălzirea amestecului aer-combustibil
— Preîncălzirea apei
PREÎNCĂLZIRE REGENERATIVĂ [REGENERATING PREHEATING; REGENERATIVE VORHEIZUNG; RÉCHAUFFAGE RÉGÉNERATIVE; РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ] 83
PREÎNCĂLZITOR [PREHEATER; VORHEIZER; RÉCHAUFFER; ЭКОНОМАЙЗЕР] 85
— Preîncălzitoare de aer
— Preîncălzitoare de apă
— Preîncălzitoare de combustibil
PRELEVAREA ABURULUI [STEAM CATCHING; DAMPFABZAPFUNG; SOUTIRAGE DE VAPEUR; ПАРООТБОР] 90
PRESETUPĂ [STUFFING BOX; STOPFBÜCHSE; PRESSE-ÉTOUPE; САЛЬНИК] 90
PRESIUNE [PRESSURE; DRUCK; PRESSION; ДАВЛЕНИЕ] 91
— Presiune atmosferică
— Presiune barometrică
— Presiune absolută
— Presiune internă
— Presiune capilară
— Presiune parţială
— Presiune hidrostatică
— Presiune hidrodinamică
— Presiune diferenţială
— Presiune dinamică
— Presiune statică
— Presiune frînată (totală)
— Presiune relativă
— Presiune critică, în cazul transformărilor vaporilor
— Presiune critică, în cazul curgerii fluidelor
— Presiune de saturaţie
— Presiune de admisie
— Presiune de aspiraţie
— Presiune de evacuare
— Presiune de comprimare
— Presiune de ardere
— Presiune de refulare
— Presiune nominală
— Presiune maximă
— Presiune medie
— Presiune minimă
— Presiune de vacuum
— Presiune manometrică
— Presiune de regim
— Presiune de injecţie
PRESOSTAT [PRESSURE RELAIS; PRESOSTAT; RELAIS DE PRESSION; РЕЛЕ ДАВЛЕНИЯ] 96
PRESURIZOR NUCLEAR [NUCLEAR PRESSURIZER; KERNPRESSER; PRESSURISEUR NUCLÉAIRE; ЯДЕРНЫЙ ПРЕССУРИЗОР] 96
PREVAPORIZARE [PREVAPORIZATION; VORVERDAMPFUNG; PREVAPORISATION; ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ИСПАРЕНИЕ] 97
PRINCIPIILE TERMODINAMICII [PRINCIPLES OF THERMODYNAMICS; DIE GESETZE DER WÄRMELEHRE; LES PRINCIPES DE THERMODYNAMIQUE; ПРИНЦИПЫ ТЕРМОДИНАМИКИ] 97
PRIZA DE ABUR [STEAM BLEEDING; DAMPFABZAPFUNG; PRISE DE VAPEUR; ОТБОР ПАРА] 102
PRIZĂ DE AER [AIR INTAKE; LUFTZUFÜHRUNG; PRISE D'AIR; ОТБОР ВОЗДУХА] 103
PRIZĂ DE APĂ [WATER INTAKE; WASSERANSCHLUSS; PRISE D'EAU; ВОДОЗАБОР] 103
PRIZĂ DE PRESIUNE [PRESSURE INTAKE; DRUCKANSCHLUSS; PRISE DE

PRESSION; ЗАМЕР ДАВЛЕНИЯ] 103
PROBABILITATE TERMODINAMICĂ [THERMODYNAMIC PROBABILITY; THERMODYNAMISCHE WARSCHEINLICHKEIT; PROBABILITÉ THERMODYNAMIQUE; ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ВЕРОЯТНОСТЬ] 103
PROCES DE ARDERE [COMBUSTION PROCESS; VERBRENNUNGSPROZESS; PROCESSUS DE COMBUSTION; ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ] 104
PROCES TERMIC [THERMIC PROCESS; THERMISCHER PROZESS; PROCESSUS THERMIQUE; ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС] 111
PRODUSE DE ARDERE [COMBUSTION PRODUCTS; VERBRENNUNGSPRODUKTE; PRODUITS DE COMBUSTION; ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ] 111
PROPAGARE [PROPAGATION; AUSBREITUNG; PROPAGATION; РАСПРОСТРАНЕНИЕ] 111
PROPAN [PROPANE; PROPAN; PROPANE; ПРОПАН] 111
PROPULSOR [JET ENGINE; VORTEILER; PROPULSEUR; ДВИЖИТЕЛЬ] . . 111
PROTECȚIA ANTICOROSIVĂ A CONDUCTELOR [PIPE ANTICOROSIVE PROTECTION; OXIDATIONSSCHUTZ DER LEITUNGEN; PROTECTION CONTRE LA COROSION DES CONDUCTES; АНТИКОРРОЗИОННОЕ ПОКРЫТИЕ ТРУБОПОВОДОВ] 112
PULVERIZARE [PULVERIZATION; ZERSTÄUBUNG; PULVÉRISATION; РАСПЫЛЕНИЕ] 112
PULVERIZATOR [ATOMIZER; ZERSTÄUBER; PULVÉRISATEUR; РАСПЫЛИТЕЛЬ] 112
PUNCT DE ROUĂ [DEW POINT; TROPFPUNKT; POINT DE ROSÉE; ТОЧКА РОСЫ] 112
PUNCT MORT AL PISTONULUI [DEAD POINT OF THE PISTON; TOTENPUNKT DES KOLBENS; POINT MORT DU PISTON; МЁРТВАЯ ТОЧКА ПОРШНЯ] 112
PUNCT TERMIC [HEAT DISTRIBUTION STATION; WÄRME VERTEILUNGSANSTALT; CHAUFFERIE; СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА] . 112
— Puncte termice pentru racordarea instalațiilor de încălzire
— Puncte termice pentru racordarea instalațiilor de preparare a apei calde
PUNCT TRIPLU [TRIPLE POINT; DREIFACHER AGREGATIONSPUNKT; POINT TRIPLE; ТРОЙНАЯ ТОЧКА] 118
PURJARE [PURGING; ABSCHAMMUNG; PURGE; ПРОДУВКА] 118
PUTERE [POWER; LEISTUNG; PUISSANCE; МОЩНОСТЬ] 118
— Putere cedată; putere primită; putere acustică; putere calorică; putere hidraulică; putere mecanică; putere termică; putere instantanee; putere maximă; putere minimă; putere medie; putere nominală; putere instalată; putere utilă; putere continuă; putere economică; putere la altitudine; putere la sol; putere efectivă a motorului cu ardere internă; putere litrică.
PUTERI ÎN CENTRALELE ELECTRICE [POWERS IN ELECTRICAL POWER STATIONS; LEISTUNGEN DER ELEKTRISCHEN KRAFTWERKE; PUISSANCES DES CENTRALES ELECTRIQUES; МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ] 120
— Puterea produsă momentan
— Puterea efectiv utilizabilă în funcțiune
— Puterea instalată
— Puterea disponibilă
— Puterea efectiv disponibilă
— Puterea utilizabilă
— Puterea efectiv utilizabilă
— Puterea în rezervă turnantă
— Puterea în rezervă statică

R

RACHETĂ [ROCKET; RAKETE; FUSÉE; РАКЕТА] 123
RADIATOR [RADIATOR; KÜHLER; RADIATEUR; РАДИАТОР] 125
RADIAȚIE NUCLEARĂ [NUCLEAR RADIATION; KERNSTRAHLUNG;

Scanned with OKEN Scanner

RAYONNEMENT NUCLÉAIRE; ЯДЕРНОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ] 126
RADIAȚIE TERMICĂ [THERMIC RADIATION; WÄRMESTRAHLUNG; RAYONNEMENT THERMIQUE; ТЕРМИЧЕСКОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ] 127
— Fluxul radiant unitar
— Factorul de emisie
— Intensitatea de radiație
— Legea lui Plank
— Legea Stefan-Boltzman
— Legea lui Kirchhoff
— Schimbul de căldură între corpuri solide separate prin medii transparente
— Schimbul de căldură în prezența ecranelor de radiație
— Radiația termică a gazelor
RADIOACTIVITATE [RADIOACTVITY; RADIOAKTIVITÄT; RADIOACTIVITÉ; РАДИОАКТИВНОСТЬ] 132
RAFINARE [RAFINING; RAFFINIEREN; RAFFINAGE; РАФИНИРОВАНИЕ] 133
RANDAMENT [EFFICIENCY; WIRKUNGSGRAD; RANDEMENT; КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ] 133
— Randament efectiv
— Randament energetic
— Randament exergetic
— Randament de exploatare
— Randament gazodinamic
— Randament indicat
— Randament intern
— Randament mecanic
— Randament periferic
— Randament relativ
— Randament termic al unui ciclu termodinamic
— Randamentul umplerii
RANKINE (William) 137
RANKINE (Ciclul) [RANKINE CYCLE; RANKINE KREISSPROZESS; CYCLE DE RANKINE; ЦИКЛ РЕНКИНА] 137
RANQUE (Efectul) [RANQUE EFFECT; RANQUE EFFEKT; EFFECT DE RANQUE; ЭФФЕКТ РАНКА] 139
RANQUE-HILSCH (Tub) [RANQUE-HILSCH TUBE; RANQUE-HILSCH ROHR; TUBE RANQUE-HILSCH; ТРУБА РАНК-ХИЛША] 139
RAPORT CURSĂ-ALEZAJ [STROKE-CYLINDER BORE RATIO; VERHÄLTNISS HUB ZU ZYLINDERBOHRUNG; RAPPORT COURSE-ALÉSAGE; ОТНОШЕНИЕ ХОДА ПОРШНЯ К ДИАМЕТРУ ЦИЛИНДРА] 141
RAPORT DE COMPRIMARE [COMPRESSION RATIO; VERDICHTUNGSVERHÄLTNISS; RAPPORT DE COMPRESSION; КОЭФФИЦИЕНТ СЖАТИЯ] . . 141
RAREFIERE [RAREFACTION; VERDÜNNUNG; RARÉFACTION; РАЗРЕЖЕНИЕ] 142
RAZA MANIVELEI [CRANK RADIUS; KURBELRADIUS; RAYON DE MANIVELLE; РАДИУС КРИВОШИПА] 142
RAZĂ HIDRAULICĂ [HYDRAULIC RADIUS; HYDRAULISCHER RADIUS; RAYON HYDRAULIQUE; ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАДИУС] 142
RĂCIRE [COOLING; KÜHLUNG; REFROIDISSEMENT; ОХЛАЖДЕНИЕ] . . 143
— Răcire artificială
— Răcire naturală
— Răcire directă
— Răcire indirectă
— Răcire în circuit deschis
— Răcire în circuit închis
— Factor de răcire
— Instalații de răcire pentru mașini termice
RĂCITOR [COOLER; KÜHLER; RÉFRIGÉRATEUR; ОХЛАДИТЕЛЬ] 149
— Răcitoare de ulei
— Răcitoare de condensat
— Răcitoare atmosferice
— Răcitoare de abur

Scanned with OKEN Scanner

REACTOR CHIMIC [REACTOR; CHEMISCHER REAKTOR; RÉACTEUR CHIMIQUE; ХИМИЧЕСКИЙ РЕАКТОР] 153
REACTOR NUCLEAR [NUCLEAR REACTOR; ATOM REAKTOR; RÉACTEUR NUCLÉAIRE; ЯДЕРНЫЙ РЕАКТОР] 153
— Elementele caracteristice ale reactorului nuclear
— Clasificarea reactoarelor nucleare
— Reactoare nucleare cu apă ușoară sub presiune
— Reactoare nucleare cu apă ușoară în fierbere
— Reactoare nucleare cu apă grea
— Reactoare nucleare cu gaze
— Reactoare nucleare rapide reproducătoare
— Reactoare nucleare răcite și moderate organic
— Funcționarea și controlul reactoarelor nucleare
— Puterea reactoarelor nucleare
— Evacuarea căldurii din reactoarele nucleare
REACTOR TERMIC [THERMIC REACTOR; WÄRME REAKTOR; RÉACTEUR THERMIQUE; ТЕРМИЧЕСКИЙ РЕАКТОР] 163
— Reactoare pentru gaze
— Reactoare pentru lichide miscibile
— Reactoare pentru lichide nemiscibile
— Reactoare gaz-lichid
— Reactoare lichid-solid
— Reactoare gaz-solid
REACȚIE CHIMICĂ [CHEMICAL REACTION; CHEMISCHE REAKTION; RÉACTION CHIMIQUE; ХИМИЧЕСКАЯ РЕАКЦИЯ] 165
REACȚIE NUCLEARĂ [NUCLEAR REACTION; KERN REAKTION; RÉACTION NUCLÉAIRE; ЯДЕРНАЯ РЕАКЦИЯ] 166
REACȚIE TERMONUCLEARĂ [THERMONUCLEAR REACTION; THERMISCHEKERNREAKTION; RÉACTION THERMONUCLÉAIRE; ТЕРМОЯДЕРНАЯ РЕАКЦИЯ] 166
RECIRCULARE [RECYCLING; REZIRKULATION; RÉCYCLAGE; РЕЦИРКУЛЯЦИЯ] 168
RECUPERAREA CĂLDURII [HEAT RECOVERY; WÄRME VERWERTUNG; RÉCUPERATION DE LA CHALEUR; ВОЗВРАТ ТЕПЛА] 170
— Resurse energetice secundare
— Recuperarea clădurii din gazele de ardere ale instalațiilor și mașinilor tremice
— Recuperarea căldurii din abur
— Recuperarea căldurii din apa de condensație și apa de răcire
— Recuperarea căldurii din alte surs
— Recuperatoare de căldură
— Bilanțuri termice pentru determinarea eficienței termice a recuperării clădurii
RECUPERATOR (Cazan) [RECUPERATOR BOILER; REKUPERATIONS KESSEL; CHAUDIÈRE RÉCUPERATOIRE; РЕКУПЕРАТОР (КОТЕЛ)] 180
REDUCTOR DE PRESIUNE [PRESSURE REDUCER; DRUCKREGEL; RÉDUCTEUR DE PRESSION; РЕДУКЦИОННЫЙ КЛАПАН] 183
REFULARE [DELIVERING UNDER PRESSURE; DRÜCKEN; REFOULEMENT; НАГНЕТАНИЕ] 183
REGENERATOR [REGENERATOR; REGENERATOR; RÉGÉNÉRATEUR; РЕГЕНЕРАТОР] 183
REGIM [DUTY; BETRIEBZUSTAND; RÉGIME; РЕЖИМ] 186
— Regim de funcționare al mașinii termice
— Regimul termic al motorului cu ardere internă
— Regim tranzitoriu
— Regim de mers în gol
— Regim de croazieră
REGIM DE CURGERE [FLOW REGIME; STRÖMUNGSZUSTAND; RÉGIME D'ÉCOULEMENT; РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ] 186
— Regim laminar; regim turbulent; regim tranzitoriu; regim permanent; regim subsonic; regim supersonic; regim sonic.

Scanned with OKEN Scanner

REGLAJ [CONTROL; EINSTELLUNG; RÉGLAGE; РЕГУЛИРОВАНИЕ] . . . 187
— Sisteme de reglaj pentru turbine cu abur
— Sisteme de reglaj pentru turbine cu gaze
REGULATOR DE TURAȚIE [SPEED REGULATOR; DREHZAHLREGEL; RÉGULATEUR DE VITESSE DE ROTATION; РЕГУЛЯТОР ЧИСЛА ОБОРОТОВ] 190
— Regulatoare pentru motoare cu ardere internă
— Regulatoare pentru turbine cu abur
REPARAȚIE [REPAIRING; REPARATUR; RÉPARATION; РЕМОНТ] . . . 202
RESURSE ENERGETICE [POWER RESOURCES; ENERGIEQUELLEN; RESSOURCES ÉNERGÉTIQUES; ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ] 203
RESURSE ENERGETICE SECUNDARE [POWER SECONDARY RESOURCES; ENERGIE HILFSQUELLEN; RÉSSOURCES ÉNERGÉTIQUES SECONDAIRES; ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ] 204
REȚEA DE CONDUCTE [PIPES NET; LEITUNGSNETZ; RÉSEAU DE CONDUITES; ТРУБОПРОВОДНАЯ СЕТЬ] 204
— Rețelele de conducte pentru centrale termoelectrice
— Rețele de conducte pentru centrale nuclearoelectrice
— Rețele de conducte pentru întreprinderi industriale
— Rețele de conducte pentru apă
— Rețele de conducte pentru gaze
— Rețele de conducte pentru produse petroliere
— Rețele de conducte pentru aer comprimat
— Rețele de conducte pentru centrale hidroelectrice
— Rețele de conducte utilizate în tehnica frigului
REȚEA TERMICĂ [THERMIC NET; WÄRMENETZ; RÉSEAU THERMIQUE; ТЕПЛОВАЯ СЕТЬ] 210
REVERSIBIL (Proces) [REVERSIBLE PROCESS; UMKEHRBARER PROZESS; PROCESSUS REVERSIBLE; ОБРАТНЫЙ ПРОЦЕСС] 213
REYNOLDS (Ecuațiile lui) [REYNOLDS EQUATIONS; REYNOLDISCHE GLEICHUNGEN; LES ÉQUATIONS DE REYNOLDS; УРАВНЕНИЯ РЕЙНОЛЬДСЯ] 213
REYNOLDS (Criteriul) [REYNOLDS CRITERION; REYNOLDISCHE KRITERIUM; LE CRITÉRIUM DE REYNOLDS; КРИТЕРИЙ РЕЙНОЛЬДСА] 214
REZERVĂ DE PUTERE [POWER SPARE; LEISTUNGSRESERVE; RÉSERVE DE PUISSANCE; ЗАПАС МОЩНОСТИ] 214
REZERVOR [TANK; BEHÄLTER; RÉSERVOIR; РЕЗЕРВУАР] 215
— Rezervoare de apă de alimentare
— Rezervoare de pornire
— Rezervoare de drenaj
— Rezervoare de apă distilată
— Rezervoare de ulei
— Rezervoare de combustibil lichid
— Rezervoare pentru gaze lichefiate
— Rezervoare de apă potabilă
— Rezervoare tampon
REZISTENȚĂ HIDROMECANICĂ [HYDROMECANIC RESISTANCE; HYDROMECHANISCHER WIEDERSTAND; RÉSISTANCE HYDROMÉCANIQUE; ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ] 217
REZISTENȚE ÎN CONDUCTE [RESISTANCES INTO PIPE-LINES; WIEDERSTÄNDE IN DEN LEITUNGEN; RÉSISTANCES DANS LES CONDUITES; СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЮ В ТРУБОПРОВОДАХ] 217
REZONANȚĂ [RESONANCE; RESONANZ; RÉSONANCE; РЕЗОНАНС] . . . 217
ROBINET [TAP; VENTIL; ROBINET; КРАН] 217
— Robinete cu vană; robinete cu ventil; robinete cu cep; robinete cu etanșare specială; robinete de reglare; robinete de reținere.
ROOTS (Compresor) [ROOTS COMPRESSOR; ROOTSGEBLÄSE; COMPRESSEUR ROOTS; КОМПРЕССОР РОТСА] 223
ROTAMETRU [ROTAMETER; ROTAMETER; ROTAMÈTRE; РОТАМЕТР] . . 223
ROUĂ (Temperatură de) [DEW TEMPERATURE; AUFTAUTEMPERATUR; TÉMPÉRATURE DE ROSÉE; ТЕМПЕРАТУРА РОСЫ] 223
RUMFORD, Benjamin 224

„GH ASACHI"
IAȘI

Scanned with OKEN Scanner